TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI
VIỆN CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN ÔTÔ VÀ XE CHUYÊN DỤNG

PGS. TS. Nguyễn Trọng Hoan

BÀI GIẢNG

THIẾT KẾ TÍNH TOÁN Ô TÔ

EBOOKBKMT.COM

HÀ NỘI 2018

Chương 1
BỐ TRÍ CHUNG ÔTÔ

1- Phân loại ôtô

1.1- Phân loại ôtô theo mục đích sử dụng

Theo mục đích sử dụng ôtô được phân loại thành 3 nhóm: ôtô chở người, ôtô vận tải và ôtô chuyên dùng.

Ôtô chở người được phân thành 2 loại: ôtô con và ôtô chở khách:

- Ôtô con, là ôtô dùng để chở người, thường có số chỗ ngồi từ 2 đến 8 và có thể được chia thành các nhóm theo dung tích xi lanh:

  - loại nhỏ: dưới 1,2 lít
  - loại trung bình: 1,3 - 1,8 lít
  - loại lớn: 1,9 - 3,5 lít
  - loại siêu lớn: trên 5,5 lít.

- Ôtô chở khách, là ôtô dùng để chở người, thường có số chỗ ngồi từ 12 trở lên. Ôtô chở khách cũng có thể được chia thành các nhóm theo trọng lượng toàn bộ hay theo chiều dài xe.

Ôtô tải, là ôtô được sử dụng để chuyên chở các loại hàng hoá. Ôtô tải thường được chia thành nhóm theo trọng lượng toàn bộ.

Ôtô chuyên dùng, được chế tạo để sử dụng vào một công việc xác định: ôtô cứu hoả, ôtô chở rác, ôtô cứu thương, ôtô tưới rửa đường phố, ...

Ngoài ra còn có các loại rơ moóc và bán moóc được sử dụng kết hợp cùng với các loại ôtô kể trên.

1.2- Phân loại ôtô theo trọng lượng toàn bộ

Theo trọng lượng toàn bộ ôtô được phân thành các nhóm được ký hiệu bằng một chữ cái:

- Ôtô chở người: ký hiệu M:

  - M_1: ôtô chở người có số chỗ ngồi không quá 8 không kể người lái;
  - M_2: ôtô chở người có số chỗ ngồi lớn hơn 8 và trọng lượng toàn bộ dưới 5 tấn;
  - M_3: ôtô chở người có trọng lượng toàn bộ từ 5 tấn trở lên.

- Ôtô chở hàng: ký hiệu N:

  - N_1: ôtô chở hàng có trọng lượng toàn bộ dưới 3,5 tấn;
  - N_2: ôtô chở hàng có trọng lượng toàn bộ 3,5 ÷ 12 tấn;
  - N_3: ôtô chở hàng có trọng lượng toàn bộ trên 12 tấn.

- Rơ moóc và bán moóc: ký hiệu O:

  - O_1: rơ moóc và bán moóc có trọng lượng toàn bộ dưới 0,75 tấn;
  - O_2: rơ moóc và bán moóc có trọng lượng toàn bộ 0,75 ÷ 3,5 tấn;
  - O_3: rơ moóc và bán moóc có trọng lượng toàn bộ 3,5 ÷ 10 tấn;
  - O_4: rơ moóc và bán moóc có trọng lượng toàn bộ trên 10 tấn.

Ngoài ra các loại phương tiện khác cũng được phân loại và ký hiệu với các chữ cái riêng, chẳng hạn: T - máy kéo nông lâm nghiệp, G- xe mọi địa hình, ...

2- Bố trí chung ôtô

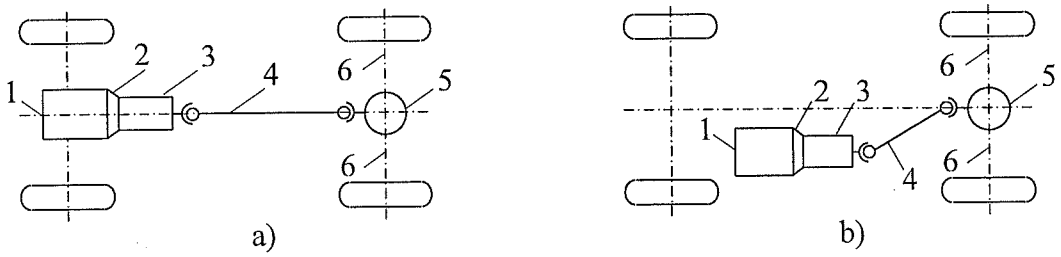
Tuỳ theo cách bố trí động cơ đốt trong và hệ thống truyền lực trên ôtô mà người ta có thể phân biệt một số sơ đồ bố trí điển hình: cầu sau chủ động, động cơ đặt trước hoặc giữa xe; cầu trước chủ động, động cơ đặt trước; cầu sau chủ động, động cơ đặt sau; ôtô nhiều cầu chủ động.

2.1- Sơ đồ cầu sau chủ động, động cơ đặt trước hoặc giữa xe

Đây là sơ đồ mang tính truyền thống và cho tới nay vẫn được sử dụng rất rộng rãi, đặc biệt là trên các loại xe tải, xe khách và trên một số loại xe du lịch.

Trên hình 1.1 là hai sơ đồ điển hình: sơ đồ 1.1-a thường được sử dụng trên các xe tải và một số xe du lịch, còn sơ đồ 1.1-b thường được sử dụng trên xe chở khách.

Đối với các loại ôtô tải, động cơ thường được đặt ở khu vực phía trên cầu trước, có thể dịch lên phía trước hoặc lùi về phía sau một chút tuỳ theo cách bố trí của từng xe. Ưu điểm của cách bố trí này là tận dụng được khoảng không phía sau để đặt thùng chở hàng hoá. Nhưng do động cơ đặt ở phía trước nên độ rung, tiếng ồn, nhiệt và khí thải từ động cơ phát ra dễ truyền vào ca bin gây ảnh hưởng đến người lái.



Hình 1.1- *Sơ đồ hệ thống truyền lực ôtô có cầu sau chủ động.*

1- Động cơ; 2- ly hợp; 3- hộp số; 4- trục các đăng; 5- truyền lực chính và bộ vi sai; 6- bán trục.

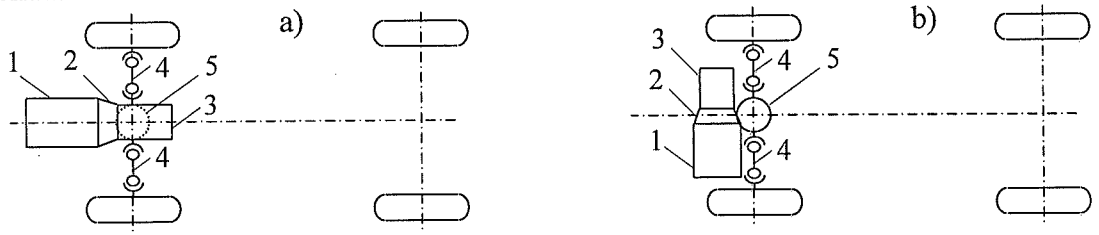
Đối với các loại xe chở khách, mục đích của các nhà thiết kế là tạo được khoảng không tối đa cho khoang hành khách. Một số loại ôtô chở khách được chế tạo trên cơ xe cơ sở là ôtô tải, nên có sơ đồ bố trí như ở hình 1.1-a. Nhược điểm của sơ đồ này là độ rung, tiếmg ồn và nhiệt từ động cơ phát ra dễ truyền vào khoang hành khách làm giảm tính tiện nghi sử dụng. Hơn nữa, các ôtô chở khách có chiều dài cơ sở lớn thường phải sử dụng các trục các đăng nhiều khớp và đây cũng là một nguồn gây rung bổ sung truyền lên khoang hành khách. Vì vậy, trên các loại ôtô chở khách người ta thường bố trí động cơ ở phía sau xe hoặc giữa xe. Trên sơ đồ hình 1.1-b là phương án bố trí động cơ nằm giữa xe, động cơ được đặt dưới sàn và để cho gọn, người ta thường ghép động cơ, ly hợp và hộp số vào cùng một cụm.

2.2- Sơ đồ cầu trước chủ động, động cơ đặt trước

Sơ đồ này chỉ sử dụng trên các ôtô du lịch. Có hai cách bố trí động cơ: đặt dọc theo xe hoặc đặt ngang. Việc bố trí động cơ ở phía trước kết hợp với cầu trước chủ động cho phép nâng cao tính ổn định và tính điều khiển của ôtô.

Hình 1.2-a thể hiện một ví dụ của sơ đồ động cơ đặt dọc. Trên thực tế, có nhiều phương án khác nhau để bố trí các cụm của hệ thống truyền lực tuỳ theo loại xe. Nhưng, chúng có nhược điểm chung là kết cấu cồng kềnh và vẫn phải sử dụng bộ truyền bánh răng côn ở truyền lực chính để đổi hướng truyền mô men đi một góc 90^0.

Hình 1.2-b là sơ đồ động cơ đặt ngang, nó có kết cấu gọn hơn sơ đồ trên. ở sơ đồ này, thường có hai phương án bố trí các cụm: toàn bộ động cơ và hệ thống truyền lực được đặt gọn trong một cụm; động cơ và HTTL được chế tạo rời thành các bộ phận độc lập. Phương án thứ nhất có ưu điểm là gọn, chiếm ít không gian. Tuy nhiên, kết cấu rất phức tạp và không tiện lợi cho việc bảo dưỡng, sửa chữa. Phương án bố trí động cơ và HTTL thành các cụm độc lập có kết cấu đơn giản hơn, dễ chế tạo, bảo dưỡng sửa chữa.



Hình 1.2- *Sơ đồ hệ thống truyền lực ôtô có cầu trước chủ động và động cơ đặt trước.*

a)- động cơ đặt dọc; b)- động cơ đặt ngang

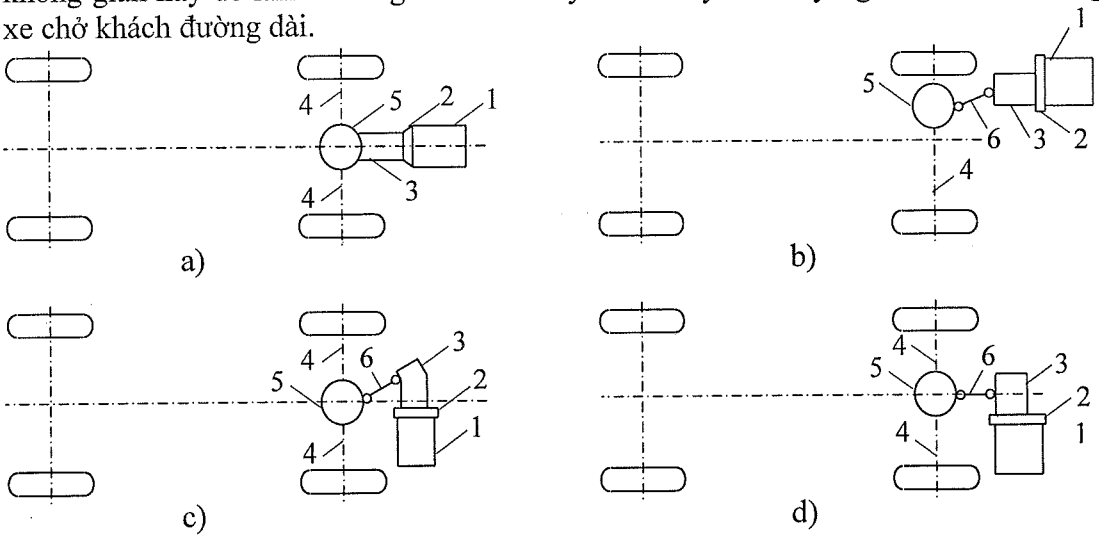
1- Động cơ; 2- ly hợp; 3- hộp số; 4- trục các đăng; 5- truyền lực chính và bộ vi sai.

Một trong những đặc điểm của trường hợp động cơ đặt ngang là không có truyền lực bằng bánh răng côn, vì truyền lực chính là bộ truyền bánh răng trụ. Đây là một ưu điểm đáng kể vì bánh răng côn chế tạo phức tạp hơn các loại bánh răng trụ và trong quá trình sử dụng nó đòi hỏi có chế độ bảo dưỡng, điều chỉnh nghiêm ngặt hơn.

Đối với các ôtô du lịch có động cơ đặt trước và cầu trước chủ động, hệ thống treo thường là độc lập nên việc truyền mô men từ truyền lực chính tới các bánh xe chủ động phải được thực hiện thông qua các trục các đăng.

2.3- Sơ đồ cầu sau chủ động, động cơ đặt sau

Với sơ đồ này, động cơ và toàn bộ HTTL được đặt ở phía sau xe nên rất thích hợp với các loại ôtô chở khách đường dài, bởi vì nó cho phép giảm được tối đa ảnh hưởng của độ ồn, rung và nhiệt của động cơ tới khoang hành khách. Ngoài ra, trọng lượng phân bố lên cầu sau tăng lên đáng kể làm tăng khả năng bám của cầu chủ động. Hơn nữa, do toàn bộ động cơ và HTTL được bố trí ở phía sau cầu sau (hình 1.3), nên toàn bộ phần gầm xe phía trước cầu sau được giải phóng, do vậy người ta thường sử dụng không gian này để làm khoang chứa hành lý. Điều này rất có ý nghĩa đối với những xe chở khách đường dài.



Hình 1.3- *Sơ đồ hệ thống truyền lực ôtô chở khách có động cơ đặt sau.*

a, b)- động cơ đặt dọc; c, d)- động cơ đặt ngang

1- động cơ; 2- ly hợp; 3- hộp số; 4- bán trục; 5- truyền lực chính; 6- trục các đăng.

Trên hình 1.3 là một số sơ đồ điển hình của các loại ôtô chở khách đường dài có động cơ đặt sau và cầu sau chủ động. Động cơ có thể đặt ngang hoặc đặt dọc theo trục xe, nhưng hiện nay phương án động cơ đặt ngang được sử dụng nhiều hơn.

HTTL có thể là cơ khí hoặc thuỷ cơ, trong đó, động cơ, ly hợp và hộp số thường được bố trí tập trung thành một cụm. Truyền lực từ hộp số tới bộ truyền lực chính được thực hiện nhờ trục các đăng. Tuy nhiên, với phương án động cơ đặt ngang, đôi khi xảy ra trường hợp trục ra của hộp số và trục vào của truyền lực chính không song song với nhau, khi đó phải thiết kế bộ truyền lực chính đặc biệt để đổi hướng truyền mô men đi một góc không bằng 90^0 (hình 1.3-c).

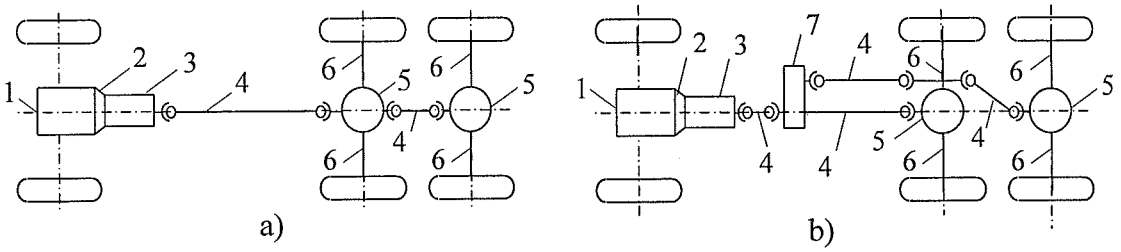
Sơ đồ động cơ đặt sau và cầu sau chủ động cũng được sử dụng trên một số loại ôtô du lịch với các phương án bố trí tương tự như trường hợp động cơ đặt trước và cầu trước chủ động. Tuy nhiên, sơ đồ này rất ít được sử dụng trên ôtô du lịch vì tính ổn định và tính điều khiển của ôtô bị xấu đi nhiều so với các sơ đồ khác.

2.3- Sơ đồ ôtô nhiều cầu chủ động

Ôtô nhiều cầu chủ động thường được sử dụng trong những trường hợp sau:

- Các loại ôtô tải cỡ lớn có nhiều cầu, các cầu sau thường được thiết kế chủ động để tận dụng khả năng bám, tăng lực kéo của xe (hình 1.4).
- Các loại ôtô cần có tính năng việt dã cao để có thể hoạt động trong các điều kiện đường xấu hoặc thậm chí không có đường (ôtô quân sự, vận tải lâm nghiệp, ...) được chế tạo với tất cả các cầu đều là chủ động (hình 1.5).

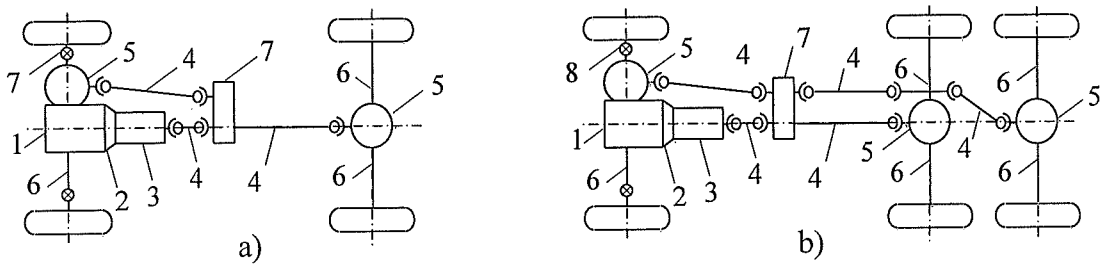
Đối với ôtô nhiều cầu chủ động, cần phải có bộ phận phân phối mô men cho các cầu. Trên hình 1.4 là sơ đồ điển hình của các loại ôtô tải có 3 cầu, trong đó 2 cầu sau là chủ động (thường được ký hiệu là 6 x 4). Có hai phương án truyền công suất từ hộp số tới các cầu chủ động: đặt cơ cấu chia công suất trong cầu trung gian (hình 1.4-a); sử dụng hộp phân phối (hình 1.4-b). Phương án sử dụng hộp phân phối có ưu điểm lớn là cho phép đồng bộ quá trình thiết kế và chế tạo các cầu vì chúng hoàn toàn giống nhau. Nhược điểm của phương án này là phải sử dụng rất nhiều trục các đăng và sự có mặt của hộp phân phối làm cho HTTL trở nên cồng kềnh và nặng nề hơn.



Hình 1.4- *Sơ đồ hệ thống truyền lực ôtô tải có 2 cầu sau chủ động.*
a- phương án chia công suất trong cầu trung gian; b- phương án hộp số phụ.
1- động cơ; 2- ly hợp; 3- hộp số; 4- trục các đăng; 5- truyền lực chính; 6- bán trục; 7- hộp phân phối.

Đối với các ôtô có tính năng việt dã cao, công suất được truyền tới tất cả các bánh xe chủ động. Trên các loại ôtô này có thể có một hoặc nhiều hộp phân phối. Hộp phân phối chính lắp ngay sau hộp số còn đóng vai trò của một hộp số phụ và có 2 cấp số, nó cho phép mở rộng vùng điều chỉnh của HTTL làm nâng cao tính việt dã của ôtô.

HTTL của các loại ôtô có tất cả các cầu đều chủ động có thể phân thành 2 nhóm: truyền lực cưỡng bức và truyền lực có vi sai. Đối với HTTL có vi sai, trong các hộp phân phối người ta bố trí các bộ vi sai giữa các cầu để phân chia mô men cho các cầu chủ động theo tỷ lệ đã định. Trong các HTTL cưỡng bức, các trục của các truyền lực chính của các cầu chủ động được nối cứng với nhau về động học nên chúng buộc phải quay cùng một tốc độ trong mọi trường hợp.



Hình 1.5- *Sơ đồ hệ thống truyền lực ôtô có tính năng việt dã cao.*

a)- sơ đồ HTTL ôtô 4 x 4; b)- sơ đồ HTTL ôtô 6 x 6.

1- Động cơ; 2- ly hợp; 3- hộp số; 4- trục các đăng; 5- truyền lực chính và bộ vi sai; 6- trục dẫn động bánh xe chủ động; 7- hộp số phụ; 8- khớp các đăng đồng tốc.

Nhược điểm chính của HTTL cưỡng bức là hiện tượng tuần hoàn công suất, đặc biệt là khi ôtô chuyển động với tốc độ cao trên trong điều kiện đường xá tốt. Để tránh hiện tượng này, HTTL được thiết kế sao cho có thể ngắt bớt số cầu tham gia truyền lực (thường là cầu trước). Cơ cấu ngắt thường được bố trí ngay trong hộp phân phối. Như vậy, khi xe chuyển động trong điều kiện đường xá tốt chỉ có một số cầu tham gia truyền lực, số cầu chủ động có thể là một (cầu sau trên hình 1.5-a) hoặc hai cầu bố trí gần nhau (hai cầu sau trên hình 1.5-b). Ngày nay, trên một số ôtô hiện đại người ta sử dụng các hệ thống cơ điện tử để tự động kết nối thêm cầu chủ động khi cần thiết.

Trong HTTL có vi sai, tất cả các cầu luôn luôn tham gia truyền lực, nghĩa là chúng thường xuyên là chủ động. Nhược điểm chính của dạng truyền lực này là tính việt dã của ôtô bị kém đi do sự có mặt của các bộ vi sai giữa các cầu. Người ta khắc phục nhược điểm này bằng cách bố trí các cơ cấu gài cứng vi sai điều khiển bằng tay hoặc tự động. Như vậy, khi gặp điều kiện đường xá xấu các bộ vi sai sẽ bị khoá cứng và HTTL trở thành cưỡng bức.

Trên các loại ôtô tính năng việt dã cao, nếu sử dụng HTTL thuỷ cơ thì sẽ tăng được tính việt dã nhờ khả năng thay đổi mô men một cách liên tục của biến mô và dòng công suất không bị ngắt khi chuyển số.

Các ôtô tính năng việt dã cao đòi hỏi có khoảng sáng gầm xe lớn, do vậy các bộ truyền lực chính của nó phải có kết cấu nhỏ gọn. Để đạt được yêu cầu này, trong một số trường hợp, người ta thiết kế thêm bộ truyền lực cuối cùng nằm gọn bên trong bánh xe.

Đối với các loại ôtô có từ 4 số cầu chủ động trở lên, hệ thống truyền lực cơ khí trở nên phức tạp hơn nhiều. Trong các HTTL này, thường phải sử dụng nhiều hộp phân phối để truyền mô men tới tất cả các bánh xe chủ động.

Chương 2
TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC CỤM VÀ CHI TIẾT ÔTÔ

1- Các dạng hư hỏng đặc trưng

Trong quá trình sử dụng, các chi tiết sẽ dần dần thay đổi trạng thái do phải chịu tải trong quá trình làm việc và ảnh hưởng của các điều kiện thời tiết, điều kiện sử dụng. Những hư hỏng có thể được tích luỹ dần như mỏi, mài mòn, hoặc cũng có thể xảy ra tức thời như gãy, vỡ, ...

Những nguyên nhân gây nên hư hỏng có thể phân loại như sau:

- Tải động xuất hiện trong thời gian ngắn nhưng gây nên ứng suất quá cao trong các chi tiết (quá tải) dẫn đến hiện tượng gẫy, vỡ;
- Tải tác động theo chu kỳ trong thời gian dài sẽ dẫn đến những hư hỏng do mỏi;
- Ma sát giữa các bề mặt làm việc làm chúng bị mòn dần đi;
- Chế độ nhiệt trong quá trình làm việc và điều kiện môi trường (nhiệt độ, độ ẩm cao, các loại hoá chất, ...) làm han gỉ và lão hoá các chi tiết.

Thông thường, khả năng làm việc của các chi tiết phụ thuộc vào tất cả các yếu tố trên. Tuy nhiên các chi tiết không chịu cùng điều kiện giống nhau, do vậy đối với mỗi loại chi tiết có thể xác định những nguyên nhân chính gây hư hỏng. Chẳng hạn, các chi tiết thường xuyên chịu tải theo chu kỳ và đôi khi bị quá tải thường bị gãy, vỡ hoặc biến dạng tại các tiết diện nguy hiểm và các rạn nứt tích luỹ do mỏi. Đó là trường hợp của các bán trục, các bánh răng, và một số chi tiết vỏ.

Đối với các chi tiết mà nhân tố tác động chính là ứng suất tiếp xúc tại bề các mặt làm việc, thì những hư hỏng đặc trưng thường là: tróc, rỗ (pitting), hình thành các vết lõm và các đám lỗ nhỏ trên bề mặt (freting). Hiện tượng tróc, rỗ thường xuất hiện ở các ổ bi (trên các bề mặt làm việc của ca bi và của các viên bi) và tại các bề mặt làm việc của các răng trên các bánh răng. Hiện tượng chèn dập gây hư hỏng tại các bề mặt tiếp xúc thường gặp trên các bề mặt của các then hoa và trên các răng của các khớp nối răng. Hiện tượng này cũng có thể gặp ở một số bánh răng và các chi tiết khác nếu bề mặt làm việc của chúng có đủ độ bền. Các vết lõm trên bề mặt làm việc thường xuất hiện ở các ổ bi của khớp chữ thập của các trục các đăng (vết hằn của các viên bi kim trên bề mặt ca bi và trên đầu trục chữ thập). "Freting" là sự xuất hiện những đám lỗ nhỏ rất đặc trưng tại các vị trí lắp ghép cố định như chỗ lắp các đầu của giá chữ thập của bộ vi sai với vỏ của nó, các mối ghép then bất động, các lỗ lắp ổ bi, ...

Đối với các chi tiết chịu tác động chủ yếu là lực ma sát tại các bề mặt làm việc thì dạng hư hỏng chính là sự mài mòn. Đây cũng là nguyên nhân chủ yếu làm hỏng phần lớn các chi tiết của HTTL ôtô, bởi vì trong quá trình làm việc các chi tiết chuyển động tương đối với nhau và thường xuyên phải chịu lực ma sát. Để giảm tối đa sự mài mòn và tổn hao công suất do ma sát, người ta thường cố gắng giảm tối đa lực ma sát bằng cách lựa chọn chế độ bôi trơn thích hợp nhất. Tốc độ mài mòn liên quan trực tiếp đến tuổi thọ của chi tiết, nên cần tính toán sao cho chi tiết phải có cùng tuổi thọ chung với cả cụm, để tránh phải sửa chữa riêng nó trong khi các chi tiết khác vẫn hoạt động bình thường. Tuy nhiên, trong hệ thống truyền lực có những bộ phận sử dụng ma sát để truyền công suất, trong trường hợp này chúng phải được thiết kế sao cho tạo được lực ma sát lớn nhất. Những chi tiết này buộc phải chịu công ma sát và tốc độ mài mòn lớn.

Môi trường độc hại cùng với nhiệt độ cao cũng là nguyên nhân dẫn tới những dạng hư hỏng đã kể trên. Trong điều kiện môi trường làm việc xấu, khả năng bôi trơn của dầu mỡ kém đi, đồng thời độ bền của vật liệu cũng bị giảm. Hiện tượng gỉ cũng có thể làm tăng nhanh quá trình xuất hiện những vết nứt do mỏi.

Trong các dạng hư hỏng kể trên, chỉ có các trường hợp gãy, vỡ là gây hỏng lập tức và chi tiết không còn hoạt động được nữa. Phần lớn các dạng hư hỏng lại được tích luỹ dần trong quá trình làm việc, vì vậy để đánh giá tình trạng và khả năng làm việc của chi tiết người ta đưa ra khái niệm trạng thái giới hạn cho phép đối với từng loại chi tiết. Chi tiết được coi là ở trạng thái giới hạn khi nó không thể tiếp tục làm việc được nữa (ví dụ như sẽ bị gãy, vỡ), hoặc việc tiếp tục sử dụng nó không còn mang lại hiệu quả nữa mà ngược lại nó gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng làm việc của cả cụm. Dưới đây là trạng thái giới hạn của một số nhóm chi tiết điển hình như sau:

1. đối với các tấm ma sát của đĩa bị động ly hợp: là độ mòn theo chiều dầy của đĩa cho tới khi đầu các đinh tán bắt đầu trùng với bề mặt đĩa. Nếu các tấm ma sát được dán lên xương đĩa thì trạng thái giới hạn được xác định bằng độ mòn tới khi cơ cấu không còn khả năng điều chỉnh, hoặc các tấm ma sát không còn đủ độ bền.
2. đối với các bánh răng: là hiện tượng gãy, vỡ răng hoặc các vết nứt, những hư hỏng như tróc, biến dạng bề mặt tiếp xúc của răng gây nên độ ồn quá mức khi làm việc.
3. đối với các khớp nối bằng răng: là độ mòn của các răng theo bề dầy và theo chiều dài dẫn tới việc tự ngắt khớp khi có tải.
4. đối với các ổ lăn: là độ mòn của các bề mặt làm việc trên ca bi và của các viên bi dẫn tới độ giơ dọc hay hướng kính vượt quá giới hạn cho phép; tróc rỗ bề mặt làm việc trên ca bi và của các viên bi; vết nứt trên ca bi; gãy các vòng cách.
5. đối với các trục: là biến dạng cục bộ, gãy, độ mòn quá mức tại vị trí lắp ổ bi.
6. đối với các chi tiết vỏ: là các vết nứt, độ mòn quá mức ở các lỗ lắp ổ bi.

Các chi tiết phải được thiết kế sao cho trong thời hạn sử dụng nhất định chúng không đạt tới trạng thái giới hạn.

2- Các chế độ tính toán

Đối với các chi tiết trên ôtô, tuỳ theo tính chất của các loại tải mà chúng phải chịu, người ta thực hiện các tính toán sau: tính bền, bền mỏi, bền chống mòn của các bề mặt tiếp xúc, độ cứng vững và ổn định.

2.1- Tính bền

Tính bền được thực hiện nhằm khẳng định khả năng chịu đựng của chi tiết mà không bị gãy, vỡ hay hư hỏng (rạn nứt, biến dạng, ...) khi nó phải chịu mức tải lớn nhất có thể xảy ra trong quá trình làm việc.

Để thực hiện việc tính bền cần phải xác định được mức tải cực đại ở các chế độ làm việc khắc nghiệt nhất. Do các chế độ tải này thường chỉ xuất hiện tức thời trong khoảng thời gian ngắn, nên chế độ tính bền còn được gọi là chế độ tính toán theo tải động. Ứng suất tức thời xuất hiện trong những trường hợp như vậy không được phép vượt quá giới hạn bền của chi tiết.

Độ bền của chi tiết được đánh giá bởi hệ số dự trữ độ bền:

$$n = \frac{\sigma_g}{\sigma_{\max}}$$

trong đó σ_g là ứng suất gây nên hư hỏng chi tiết khi thử tĩnh; σ_{max} là ứng suất xuất hiện ở chế độ tải động cực đại. Trong trường hợp không có giá trị σ_g thì có thể thay bằng giới hạn chảy của vật liệu σ_c.

Tuỳ theo trạng thái tải mà chi tiết phải chịu người ta tính bền nó theo ứng suất uốn σ_{max}, xoắn σ_{max} hay tiếp xúc σ_{tmax}.

Hệ số dự trữ bền thường chọn như sau:

- $n = 1{,}3$ đối với các chi tiết mà khi bị hỏng không gây nên hậu quả nghiêm trọng;
- $n = 3 \div 5$ đối với các chi tiết có thể gây hậu quả nghiêm trọng khi bị hỏng;
- $n = 1{,}1 \div 1{,}3$ đối với các chi tiết mà khi bị hỏng ít ảnh hưởng đến các chi tiết và bộ phận khác và việc sửa chữa khắc phục, thay thế đơn giản, chi phí thấp.

Về bản chất, phương pháp tính bền theo tải động trên có thể coi là tính toán tĩnh với giá trị tải cực đại được lựa chọn tuỳ theo tính chất của tải động. Vì vậy, thông thường chế độ tính toán này được gọi một cách đơn giản là chế độ tính bền.

2.2- Tính bền mỏi

Trong quá trình làm việc, nhiều cụm và các chi tiết phải chịu tải luôn luôn thay đổi về giá trị và về chiều tác dụng. Với chế độ tải như vậy, những hư hỏng do mỏi sẽ được tích luỹ dần. Do vậy, việc tính bền ở đây được thực hiện nhằm xác định mức độ hư hỏng giới hạn do mỏi gây nên. Để tính bền mỏi cần phải sử dụng lý thuyết xác suất cùng với các số liệu thống kê về mật độ phân bố biên độ tải và số chu kỳ chịu tải của chi tiết trong chế độ sử dụng đã định.

Trong một số trường hợp, nếu không có các số liệu thống kê về chế độ tải, có thể thay việc tính bền mỏi bằng cách tính bền theo ứng suất định mức. Việc tính toán được thực hiện bằng cách so sánh ứng suất xuất hiện trong chi tiết đang xét với ứng suất xuất hiện trong chi tiết tương tự của một ôtô được chọn làm chuẩn ở cùng chế độ tải. Điều kiện bền thoả mãn nếu:

$$\sigma \le \sigma_t ,$$

trong đó σ - ứng suất định mức trong chi tiết tính toán; σ_t - ứng suất trung bình tính theo các số liệu thống kê trong chi tiết tương tự của ôtô chuẩn.

Tính bền mỏi theo phương pháp thống kê xác suất được thực hiện dựa trên công thức quan hệ giữa ứng suất σ và số chu kỳ tác động N_h của tải cho tới khi xuất hiện trạng thái giới hạn:

$$\sigma^m N_h = const ,$$

trong đó m = 3 ÷ 9, phụ thuộc vào trạng thái ứng suất (uốn, xoắn, tiếp xúc), chế độ nhiệt luyện của chi tiết. Có thể tính bền mỏi theo một số phương pháp khác nhau.

Để tính bền mỏi, người ta chia vùng biến thiên ứng suất tác dụng lên chi tiết thành nhiều khoảng. Sau đó, trong mỗi khoảng cần xác định giá trị ứng suất trung bình σ_i và số lần tác động của nó N_i.

Hư hỏng do mỏi trong chi tiết được coi là kết quả tổng hợp của tất cả các mức ứng suất gây nên được đánh giá bằng $\sum \sigma_i^m N_i$.

Điều kiện bền mỏi của chi tiết có dạng như sau:

$$\sum \sigma_i^m N_i \le \sigma_R^m N_0 \quad , \qquad (2.1)$$

trong đó σ_R - giới hạn bền lâu của các chi tiết mẫu được thử trong chế độ tương tự như điều kiện làm việc thật của chi tiết; N_0 - số chu kỳ tác động tới khi đạt được giới hạn σ_R.

Việc tính bền theo công thức trên rất phức tạp, nên trong trường hợp nếu đã biết được các thông số phân bố của tải tác động lên chi tiết trong thời gian dài thì có thể lựa chọn một giá trị ứng suất tiêu biểu (thường xuyên xuất hiện nhất) làm ứng suất tính toán σ_t, khi đó mức độ tích luỹ hư hỏng do mỏi có thể viết dưới dạng sau:

$$\sigma_i^m N_i = \left(\beta_i \sigma_t\right)^m \alpha_i N_\Sigma ,$$

trong đó $\beta_i = \dfrac{\sigma_i}{\sigma_t}$, $\alpha_i = \dfrac{N_i}{N_\Sigma}$, N_Σ - tổng số chu kỳ tác động của mọi mức tải.

Nếu đặt $K_p = \sum_{i=1}^{k} \beta_i^m \alpha_i$, phương trình 2.1 có dạng:

$$K_p \sigma_t^m N_\Sigma \le \sigma_R^m N_0 , \qquad (2.2)$$

trong đó K_p là hệ số quy đổi chế độ tải chu kỳ có biên độ thay đổi về chế độ tải chu kỳ có biên độ không đổi tương ứng với ứng suất tính toán đã chọn, hệ số này còn gọi là hệ số quãng đường xe chạy.

Như vậy, việc tính toán bền mỏi được quy về bài toán đơn giản hơn là xác định chế độ tải tính toán (σ_t và N_Σ) và hệ số quãng đường xe chạy K_p. Hệ số này có thể xác định từ các kết quả thực nghiệm hoặc tính toán mô phỏng các chế độ làm việc của ôtô.

Việc đánh giá tính bền mỏi có thể được thực hiện theo một trong những thông số sau: theo ứng suất cho phép, ứng suất này được tính theo thời hạn sử dụng của chi tiết; theo quãng đường xe chạy, xác định trên cơ sở độ bền lâu của chi tiết; theo hệ số dự trữ bền.

2.3- Tính bền chống mài mòn các bề mặt tiếp xúc

Tính bền chống mài mòn các bề mặt tiếp xúc được thực hiện một cách gián tiếp, trong đó người ta xác định các thông số thể hiện cường độ làm việc của đôi bề mặt ma sát: áp suất làm việc p tác động lên bề mặt ma sát khi nó chịu chế độ tải tính toán; công ma sát riêng ω_μ thực hiện sau một chu kỳ làm việc của đôi bề mặt ma sát; mức độ tăng nhiệt độ Δt của chi tiết thoát nhiệt sau một chu kỳ làm việc của đôi bề mặt ma sát.

Đối với đôi bề mặt ma sát của các ổ trượt thông thường người ta chỉ tính theo áp suất cho phép. Đối với các bề mặt ma sát trong các ly hợp và các cơ cấu phanh thì phải tính thêm công ma sát riêng và mức độ tăng nhiệt độ sau một chu kỳ tính toán.

Việc đánh giá độ bền chống mài mòn của các đôi bề mặt ma sát được thực hiện bằng cách tính các thông số p, ω_μ, Δt thể hiện cường độ làm việc của chúng và so sánh các thông tính được với các thông số p_c, ω_c, Δt_c là các giá trị giới hạn cho phép được lấy theo tiêu chuẩn hoặc theo số liệu thống kê của các đôi bề mặt ma sát được chọn làm chuẩn: $p \le p_c$; $\omega_\mu \le \omega_c$; $\Delta t \le \Delta t_c$.

Các đôi bề mặt ma sát chuẩn là các đôi bề mặt ma sát tương tự trên ôtô tương đương có độ bền đã được kiểm chứng qua quá trình sử dụng. Các thông số p_c, ω_c, Δt_c là giá trị trung bình thống kê của các thông số thể hiện cường độ làm việc của các đôi bề mặt ma sát chuẩn.

2.4- Tính độ cứng vững

Việc tính toán độ cứng vững được thực hiện đối với các chi tiết mà sự biến dạng của chúng phá vỡ điều kiện làm việc bình thường của các chi tiết lân cận. Chẳng hạn, độ võng của các trục sẽ tạo nên các góc lệch tại các ổ đỡ đồng thời làm hỏng điều kiện tiếp xúc tại các vết ăn khớp của các cặp bánh răng và như vậy sẽ làm tăng ứng suất dẫn đến giảm tuổi thọ của chúng. Vì vậy, việc tính toán độ cứng vững được thực hiện nhằm mục đích tránh những biến dạng vượt quá mức độ cho phép.

Thông thường để kiểm tra độ cứng vững người ta sử dụng giá trị tải động cực đại. Trong một số trường hợp có thể tính độ cứng vững theo giá trị tải lớn nhất trong số các chế độ tải thường xuyên xuất hiện, những trường hợp này được gọi là kiểm tra độ cứng vững theo chế độ tải tính toán. Các dạng tính toán độ cứng vững bao gồm: tính độ võng trục y; tính góc lệch (góc quay) của các mặt cắt θ; tính các góc xoắn trên các trục dài.

2.5- Tính kiểm tra độ ổn định

Đối với các thanh dài, người ta thường kiểm tra độ ổn định khi chúng phải chịu các lực nén dọc trục. Độ ổn định được đánh giá thông qua hệ số dự trữ ổn định:

$$n_o = \frac{F_k}{F_{\max}},$$

trong đó F_k - lực nén dọc trục gây nên mất ổn định của thanh (xác định theo các nguyên tắc của sức bền vật liệu); F_{max} - lực dọc trục ở chế độ tải động cực đại.

Đối với trục các đăng, người ta thường tính số vòng quay cực đại cho phép nhằm tránh độ võng quá mức trong quá trình làm việc. Đây cũng là một dạng của việc tính toán kiểm tra độ ổn định.

CHƯƠNG 3
LY HỢP TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CƠ KHÍ

1. Công dụng, những yêu cầu cơ bản và phân loại ly hợp

Ly hợp ôtô là bộ phận liên kết giữa động cơ và HTTL, nó có nhiệm vụ tách và nối hai bộ phận này với nhau. Ngoài ra ly hợp còn đóng vai trò của bộ phận an toàn bảo vệ cho các chi tiết của HTTL khỏi bị quá tải.

Theo phương thức truyền mô men các ly hợp ôtô được phân thành các loại sau:

- Ly hợp ma sát: mô men được truyền nhờ ma sát;
- Ly hợp thuỷ lực: mô men được truyền nhờ môi trường chất lỏng;
- Ly hợp điện từ: mô men truyền được truyền nhờ từ trường;
- Loại liên hợp: mô men được truyền bằng cách kết hợp các phương pháp trên.

Ly hợp phải đảm bảo các yêu cầu sau: truyền hết mô men của động cơ mà không trượt; ngắt dứt khoát; đóng êm dịu để giảm tải động tác dụng trong HTTL; mô men quán tính của phần bị động phải là nhỏ nhất có thể để giảm tải động tác dụng lên các bánh răng và bộ đồng tốc khi sang số; mô men ma sát không đổi khi ly hợp ở trạng thái đóng; thoát nhiệt tốt để tránh làm nóng các chi tiết khi ly hợp trượt; dập tắt các dao động tần số cao tác động lên HTTL từ phía động cơ; tuổi thọ cao; kích thước nhỏ gọn.

Ly hợp ma sát có cấu tạo rất đa dạng. Nếu phân loại ly hợp theo cấu tạo của bộ phận ma sát ta có: loại đĩa, loại đĩa côn, loại trống; theo phương pháp tạo lực ép: cơ khí, thuỷ lực, khí nén, điện từ; theo trạng thái làm việc của các bề mặt ma sát: ma sát khô và ma sát ướt; theo đặc điểm làm việc: thường đóng và thường mở. Hiện nay, trên ôtô thường sử dụng ly hợp ma sát khô, dạng đĩa, thường đóng với lực ép được tạo bởi các lò xo và có trang bị bộ phận giảm chấn. Đây là loại ly hợp có cấu tạo đơn giản, làm việc tin cậy và tuổi thọ cao.

Theo phương pháp điều khiển ly hợp ma sát khô có thể là tự động và không tự động. Hầu hết các ly hợp trên ôtô thuộc loại không tự động. Ly hợp tự động chỉ được đặt trên một số loại ôtô con có dung tích xi lanh nhỏ. Việc tự động đóng, ngắt ly hợp được thực hiện trực tiếp nhờ lực ly tâm hoặc tự động điều khiển nhờ hệ thống điện tử mà không có sự can thiệp của người lái.

Ly hợp ma sát khô có thể có một hoặc hai đĩa bị động. Ly hợp một đĩa được sử dụng trên các ôtô con và ôtô tải công suất nhỏ, còn ly hợp hai đĩa được dùng trên các loại ôtô tải và ôtô chở khách cỡ lớn.

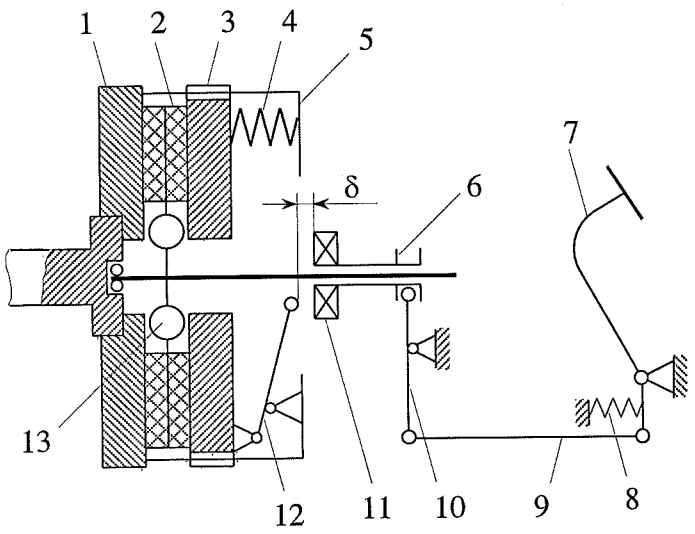
Theo dạng lò xó ép có thể phân loại ly hợp như sau: lò xò trụ bố trí theo vòng tròn, lò xo côn xoắn và lò xo côn đĩa. Dạng cuối cùng đang được sử dụng khá phổ biến trên các loại ôtô du lịch hiện đại. Thông dụng hơn cả trên các ôtô tải và ôtô chở khách là ly hợp có các lò xo trụ bố trí theo vòng tròn.

Hệ thống dẫn động của ly hợp có thể là cơ khí hoặc thuỷ lực, có hoặc không có trợ lực. Trợ lực dẫn động ly hợp gồm các loại: cơ khí, thuỷ lực, khí nén và chân không.

2. Cấu tạo ly hợp

Hiện nay, trên các loại ôtô, ly hợp ma sát là loại được sử dụng phổ biến nhất. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của ly hợp ma sát được thể hiện trên hình 3.1.

Các bộ phận chính của ly hợp bao gồm *phần chủ động*: bánh đà, đĩa ép, vỏ ly hợp, các lò xo ép, *phần bị động*: đĩa bị động cùng với bộ phận giảm chấn và trục ly hợp. Việc điều khiển đóng ngắt ly hợp được thực hiện nhờ các đòn mở và hệ thống dẫn động: ổ bi và bạc mở, các đòn dẫn động và bàn đạp. Trong trường hợp cần thiết, dẫn động ly hợp được lắp thêm bộ phận trợ lực nhằm giảm lực của người lái tác dụng trên bàn đạp.

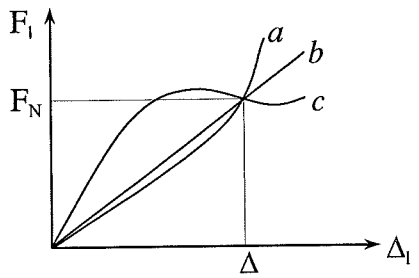


Hình 3.1
Sơ đồ cấu tạo ly hợp.

1- Bánh đà; 2- đĩa bị động;
3- đĩa ép; 4- lò xo ép;
5- vỏ ly hợp; 6- bạc mở;
7- bàn đạp; 8- lò xo hồi vị;
9- đòn kéo; 10- càng mở;
11- ổ bi;12- đòn mở;
13- giảm chấn.

Ly hợp hoạt động như sau: khi ly hợp ở trạng thái đóng, các lò xo 4 đẩy đĩa ép 3 và làm cho đĩa bị động bị ép chặt vào bánh đà, nhờ vậy tạo được mô men ma sát giữa đĩa ép và bánh đà với đĩa bị động. Chính nhờ có mô men ma sát này mà mô men của động cơ được truyền từ bánh đà và đĩa ép qua đĩa bị động tới trục ly hợp. Khi ngắt ly hợp, người lái tác động lên bàn đạp ly hợp, thông qua hệ thống các đòn dẫn động, bạc mở dịch chuyển sang trái khắc phục hết khe hở δ rồi đẩy ổ bi 11 tỳ vào đầu trên của các đòn mở 12, đầu dưới của các đòn mở đi sang phải và tách đĩa ép 3 ra khỏi đĩa bị động. Lúc này đĩa bị động không còn tiếp xúc với các đĩa chủ động nữa và động cơ bị ngắt khỏi HTTL. Trong quá trình sử dụng, khe hở δ cần phải được đảm bảo nằm trong phạm vi nhất định bằng cách điều chỉnh thường xuyên.

Cấu tạo của ly hợp cũng như các kích thước cơ bản và đặc tính làm việc của nó phụ thuộc nhiều vào dạng lò xo ép. Đặc tính của các loại lò xo ép được thể hiện trên hình 3.2. *Lò xo trụ* có đặc tính tuyến tính (đường *b*) trong toàn bộ vùng làm việc. Đặc tính của *lò xo côn xoắn* (đường *a*) có dạng tuyến tính ở vùng biến dạng nhỏ, sau đó khi các vòng lò xo bắt đầu trùng lên nhau thì độ cứng lò xo tăng lên rất nhanh. Đây là nhược điểm của loại lò xo này, bởi vì nó đòi hỏi cần phải tạo được lực lớn để ngắt ly hợp và hơn nữa khi đĩa ma sát mòn đi thì lực ép sẽ bị giảm theo rất nhanh (do độ dốc của đồ thị lớn). *Lò xo đĩa* là có đặc tính hợp lý hơn cả vì trong miền làm việc của nó, lực ép của lò xo thay đổi không đáng kể theo biến dạng. Do vậy, lực ngắt ly hợp đòi hỏi không lớn và khi đĩa ma sát bị mòn thì lực ép giảm không đáng kể.



Hình 3.2-
Đặc tính của các loại lò xo ép.

a)- lò xo côn xoắn;
b)- lò xo trụ;
c)- lò xo đĩa.
F_l - lực ép,
Δ_l - biến dạng của lò xo

Trong các ly hợp ôtô, các *lò xo trụ* được đặt theo vòng tròn (hình 2.3- a, b) nên có thể đảm bảo tạo lực ép đều lên các bề mặt ma sát bằng cách bố trí các lò xo đối xứng với nhau và với các đòn mở. Tuỳ theo số lò xo mà chúng được phân bố thành một hoặc hai dãy trên đĩa bị động. Để định vị các lò xo và giảm độ biến dạng của chúng dưới tác dụng của lực ly tâm, người ta thường sử dụng các cốc, vấu lồi trên đĩa ép hoặc trên vỏ của ly hợp (hình 2.4).

3. Tính chọn các kích thước và các thông số cơ bản của ly hợp

Các kích thước và thông số cơ bản của ly hợp bao gồm: đường kính ngoài D và đường kính trong d của các tấm ma sát; số lượng đĩa bị động z_i ; hệ số dự trữ ly hợp β ; lực ép tổng của các lò xo F_Σ; hệ số ma sát tính toán μ; số lượng z_{lx} và độ cứng c của các lò xo ép; áp suất lên bề mặt các tấm ma sát.

3.1- Xác định mô men ma sát mà ly hợp cần truyền

Ly hợp cần được thiết kế sao cho nó phải truyền được hết mô men của động cơ và đồng thời bảo vệ được cho hệ thống truyền lực khỏi bị quá tải. Với hai yêu cầu như vậy mô men ma sát của ly hợp M_c được tính như sau:

$$M_c = \beta M_{e\max}$$

trong đó: β- hệ số dự trữ của ly hợp; M_{emax}- mô men cực đại của động cơ.

Việc lựa chọn hệ số β một cách hợp lý có ý nghĩa rất quan trọng trong quá trình thiết kế ly hợp. Nếu chọn β nhỏ quá thì không đảm bảo truyền hết mô men, vì trong quá trình làm sử dụng lực ép của lò xo giảm dần xuống làm giảm mô men ma sát của ly hợp. Nếu chọn β lớn quá thì ly hợp không đảm bảo được chức năng của cơ cấu an toàn, tránh cho HTTL khỏi bị quá tải. Hơn nữa để có hệ số β lớn cần phải tăng kích thước của các đĩa ma sát, tăng số đĩa ma sát, hoặc tăng lực ép của các lò xo.

Lực ép lò xo giảm do hai nguyên nhân chính sau: sau thời gian sử dụng lâu dài độ cứng của lò xo giảm dần do mỏi; khi các đĩa ma sát bị mòn chiều dài lò xo tăng lên cũng làm giảm lực ép của nó. Theo kinh nghiệm, độ giảm lực ép của các lò xo do mỏi chiếm 8 ÷ 10% và do độ mòn của các đĩa ma sát là 15 ÷ 20%. Như vậy, với hai nguyên nhân trên, trong quá trình sử dụng hệ số β có thể bị giảm tới 23÷ 30%. Bởi vậy, người ta thường chọn hệ số β như sau:

- $\beta = 1{,}3 \div 1{,}75$ đối với ôtô con;
- $\beta = 1{,}5 \div 2{,}25$ đối với ôtô tải;
- $\beta = 1{,}8 \div 3{,}0$ đối với các ôtô có tính việt dã cao;
- $\beta = 2{,}0 \div 3{,}0$ đối với ôtô có kéo rơ moóc.

3.2- Xác định các thông số và các kích thước cơ bản

Quá trình tính toán được thực hiện theo trình tự sau. Dựa trên giá trị của mô men cực đại của động cơ M_{emax} người ta chọn số lượng đĩa bị động z_i và các kích thước của tấm ma sát (các đường kính D và d). Nếu $M_{emax} \leq 465$ Nm thì ly hợp là một đĩa, nếu mô men cực đại của động cơ lớn hơn giá trị trên thì ly hợp có thể là một hoặc hai đĩa. Đối với các ly hợp một đĩa D = 190 ÷ 400 mm, còn đối với các ly hợp hai đĩa D = 340 ÷ 400 mm. Độ dầy của các tấm ma sát δ = 3,0 ÷ 3,5 mm đối với các ôtô con và δ = 4,0 ÷ 5,0 mm đối với các ôtô tải.

Đối với ly hợp ôtô có thể tính sơ bộ đường kính ngoài D của tấm ma sát theo công thức kinh nghiệm như sau:

$$D = 2R = 3{,}16\sqrt{\frac{M_{e\max}}{C}}$$

ở đây D tính theo cm và M_{emax} tính theo Nm, C là hệ số kinh nghiệm:

c = 4,7 đối với ôtô con;

c = 3,6 đối với ôtô tải;

c = 1,9 đối với ôtô tải làm việc trong điều kiện nặng nhọc.

Bán kính trong của vòng ma sát được tính theo bán kính ngoài:

$$r = (0{,}53 \div 0{,}75)R\,.$$

Cần lưu ý rằng, khi đĩa ma sát quay với vận tốc góc ω nào đó, vận tốc tiếp tuyến ở một điểm x bất kỳ $V_x = \omega R_x$. Điều này có nghĩa là vận tốc trượt ở mép trong của đĩa nhỏ hơn vận tốc trượt ở mép ngoài, do vậy phía trong đĩa sẽ bị mòn ít hơn phía ngoài. Sự chênh lệch về tốc độ mài mòn càng lớn nếu các bán kính r và R chênh nhau càng lớn. Vì vậy đối với các động cơ có số vòng quay cao nên chọn r ≈ 0,75 R, còn động cơ có số vòng quay thấp thì lấy r ≈ 0,53 R.

Lực ép tổng cộng được tính từ mô men ma sát của ly hợp, mô men này được tính như sau:

$$M_\mu = F_\mu R_\mu \qquad (3.1)$$

ở đây, $M_\mu = M_c$; F_μ- lực ma sát tổng hợp theo phương tiếp tuyến; R_μ- bán kính ma sát tương đương với cánh tay đòn đặt lực F_μ.

Bán kính ma sát phụ thuộc vào hệ số ma sát μ và quy luật phân bố tải q trên đĩa. Nếu coi μ, q = const, người ta tính được:

$$R_\mu = \frac{2}{3}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \qquad (3.2).$$

Đối với ôtô con, $\frac{r}{R} = 0{,}55 \div 0{,}7$ nên: $R_\mu \approx R_{TB} = 0{,}5(r + R)$ (3.3).

Như vậy, biểu thức tính mô men ma sát của ly hợp được viết như sau:

$$M_c = k_z \mu F_N R_\mu z_\mu \qquad (3.4)$$

trong đó z_μ - số đôi bề mặt ma sát; k_z- hệ số kể đến sự giảm lực ép lên các bề mặt làm việc do ma sát trong các bộ phận dẫn hướng và các then hoa trên các đĩa chủ động và bị động. Đối với ly hợp ôtô, có thể lấy $k_z = 1$, khi đó lực ép tổng được tính như sau:

$$F_\Sigma = F_N = \frac{M_c}{\mu R_\mu z_\mu} = \frac{\beta M_{e\max}}{\mu R_\mu z_\mu} \qquad (3.5).$$

Hệ số ma sát phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố: vật liệu làm tấm ma sát, tình trạng bề mặt các tấm ma sát, vận tốc trượt tương đối, áp suất tác dụng lên bề mặt tấm ma sát, nhiệt độ. Đối với các loại vật liệu thường sử dụng trong các ly hợp ôtô, hệ số ma sát nằm trong khoảng: μ = 0,25 ÷ 0,30.

Áp suất tác dụng lên bề mặt ma sát q là một trong những thông số quan trọng đánh giá chế độ làm việc của ly hợp. Áp suất được tính như sau:

$$q = \frac{F_\Sigma}{A} = \frac{4F_\Sigma}{\pi(D^2 - d^2)} \qquad (3.6)$$

trong đó A là diện tích làm việc của một bề mặt ma sát.

Áp suất càng lớn thì tốc độ mài mòn càng cao, do vậy khi thiết kế ly hợp, người ta thường giới hạn áp suất này trong phạm vi nhất định. Đối với ly hợp ôtô, q = 0,14 ÷ 0,30 MPa. Giá trị giới hạn của q đối với các loại ôtô cụ thể như sau:

ôtô con: q = 0,18 ÷ 0,23 MPa;

ôtô tải: q = 0,14 ÷ 0,21 MPa;

ôtô tải siêu nặng: q ≤ 0,2 MPa.

Từ các công thức 3.5 và 3.6 có thể tính được số đôi bề mặt ma sát z_μ:

$$z_\mu = \frac{16\beta M_{e\max}}{\pi\mu q(D-d)(D+d)^2} \qquad (3.7)$$

Công thức này cho phép tính được số đĩa bị động của ly hợp: $z_i = \frac{z_\mu}{2}$.

Đối với ly hợp một đĩa z_i không được lớn hơn 1 và z_i không lớn hơn 2 đối với ly hợp hai đĩa. Nếu không đáp ứng được điều kiện trên thì phải chọn lại các kích thước của các đĩa ma sát của ly hợp (tăng kích thước).

Số lượng các lò xo z_{lx} bố trí theo vòng tròn thường chọn trong khoảng 6 ÷18 đối với ôtô du lịch và 12 ÷ 28 đối với ôtô tải. Ôtô có khối lượng càng lớn thì số lò xo chọn cũng phải càng lớn.

Trong khi thiết kế nên chọn số lò xo z_{lx} sao cho lực sinh ra trên một lò xo F_{lx} không vượt quá 1000 N:

$$F_{lx} = \frac{F_\Sigma}{z_{lx}} \le 1000\ N \qquad (3.8)$$

Độ cứng của các lò xo *c* nên chọn nhỏ nhất trong phạm vi cho phép để giảm ảnh hưởng của độ mòn các đĩa ma sát đến mô men ma sát của ly hợp (do lực ép của các lò xo giảm). Giá trị cực đại cho phép của độ cứng c có thể được xác định từ điều kiện đảm bảo hệ số dự trữ tối thiểu:

$$c_{\max} = F_{lx}\frac{1 - \frac{\beta_{\min}}{\beta}}{\delta_m} \qquad (3.9)$$

trong đó δ_m - giá trị của độ mài mòn: $\delta_m = 0{,}5\delta$ đối với các đĩa ma sát được tán vào xương đĩa; $\delta_m = 1{,}0\delta$ đối với các tấm ma sát dán trực tiếp lên xương đĩa (δ - độ dầy ban đầu của tấm ma sát).

Đối với ôtô con: c = 30 ÷ 40 N/ mm, đối với ôtô tải: c = 20 ÷ 40 N/ mm.

Hành trình của đĩa ép phải đảm bảo cho ly hợp ngắt hoàn toàn. Với điều kiện đó, khe hở giữa các bề mặt ma sát phải đạt 0,75 ÷ 1 mm đối với ly hợp một đĩa và 0,5 ÷ 0,75 mm đối với ly hợp hai đĩa. Như vậy, hành trình của đĩa ép của ly hợp một đĩa nằm trong khoảng 1,5 ÷ 2,0 mm và của ly hợp hai đĩa là 2,0 ÷ 3,0 mm.

3.3- Xác định các thông số của giảm chấn

Giảm chấn có hai bộ phận chính: bộ phận đàn hồi (các lò xo) làm giảm độ cứng chung của HTTL nhằm tránh hiện tượng cộng hưởng ở tần số cao, và các tấm ma sát hấp thụ năng lượng và dập tắt các dao động ở tần số thấp. Vì vậy, mô men truyền qua giảm chấn cũng bao gồm hai thành phần: mô men sinh ra do lực của các lò xo M_{lx}; mô men ma sát M_{ms}:

$$M_g = M_{lx} + M_{ms} = P_{lxg} R_{lx} z_{lx} + P_{ms} R_{ms} z_{ms} \qquad (3.10)$$

ở đây: P_{lxg}- lực sinh ra do một lò xo giảm chấn; R_{lx}- bán kính đặt lực lò xo; z_{lx}- số lượng lò xo giảm chấn; P_{ms}- lực sinh ra trên một vòng ma sát; R_{lx}- bán kính đặt lực ma sát; z_{ms}- số vòng ma sát.

Trong quá trình tính toán, giá trị cực đại của mô men giảm chấn thường được lấy theo mô men bám tính từ các bánh xe chủ động quy về trục ly hợp:

$$M_g \leq M_{\max} = \frac{G_{bx}\varphi}{i_0 i_1 i_{f1}} r_{bx} \qquad (3.11)$$

trong đó G_{bx}- trọng lượng tác động lên các bánh xe chủ động; φ - hệ số bám (thường lấy bằng 0,8), r_{bx}- bán kính làm việc của bánh xe; i_0- tỷ số truyền của truyền lực chính; i_1- tỷ số truyền hộp số ở tay số 1; i_{f1}- tỷ số truyền của hộp số phụ ở số truyền thấp.

Khi tính toán thường chọn $M_{ms} = 0{,}25M_{max}$.

Các thông số cơ bản của giảm chấn bao gồm: mô men ma sát M_{ms}, mô men tạo lực nén ban đầu của các lò xo M'_{lx}, độ cứng các lò xo c_{lx} và góc quay cực đại giữa xương đĩa bị động và moay ơ của nó φ_g.

Đối với các giảm chấn ôtô thông dụng, $M_{ms} = (0{,}06 \div 0{,}17)M_{emax}$, $M'_{lx} = (0{,}08 \div 0{,}15)M_{emax}$, $\varphi_g = 2°30' \div 3°40'$.

Số lượng lò xo thường là 6 đến 10 chiếc, tỷ lệ giữa đường kính vòng lò xo với đường kính dây lò xo $D/d = 4{,}5 \div 5{,}5$. Các lò xo thường được bố trí trên vòng tròn có đường kính trong khoảng 80 ÷ 120 mm, trong các cửa sổ có chiều dài 25 ÷ 27 mm. Các kích thước của lò xo: $d = 3 \div 4$ mm; $D = 14 \div 19$ mm; số vòng lò xo $i = 3 \div 4$; khoảng cách giữa các vòng lò xo $\Delta = 3 \div 4$ mm.

Trên đây là những số liệu tham khảo khi tính toán lựa chọn các thông số cơ bản của giảm chấn. Tuy nhiên, sau đó người ta thường điều chỉnh lại các thông số này trên cơ sở nghiên cứu, tính toán động lực học hệ thống truyền lực như một hệ dao động xoắn có sự tham gia của giảm chấn.

4. Tính kiểm tra điều kiện làm việc của ly hợp

Các thông số thể hiện chế độ tải của ly hợp là công trượt riêng ω_μ được xác định khi ôtô khởi động tại chỗ và mức gia tăng nhiệt độ Δt của đĩa chủ động sau một lần đóng ly hợp.

4.1- Công trượt và công trượt riêng

Công trượt riêng được tính bằng công trượt W_μ quy về một đơn vị diện tích ma sát của các đĩa bị động:

$$\omega_\mu = \frac{W_\mu}{A_\mu} = \frac{4W_\mu}{\pi(D^2 - d^2)z_\mu}$$

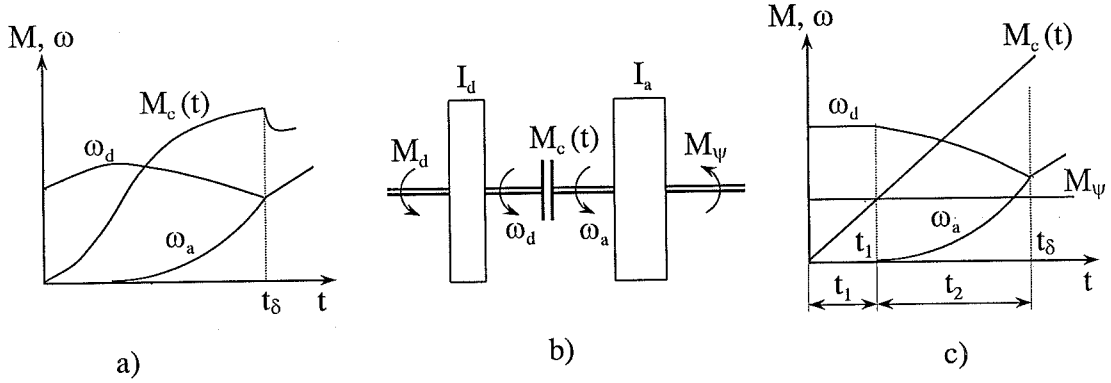
Công trượt của ly hợp được xác định như sau:

$$W_\mu = \int M_c(t)(\omega_d - \omega_a)dt \qquad (3.12)$$

trong đó $M_c(t)$ - mô men ma sát ly hợp, mô men này thay đổi từ 0 đến giá trị cực đại khi đóng ly hợp; ω_d - vận tốc góc của đĩa chủ động; ω_a vận tốc góc của đĩa bị động.

Cả 3 thông số $M_c(t)$, ω_d và $\omega_a$có mặt trong công thức 3.12 đều là hàm của thời gian (hình 3.3- a). Quy luật biến thiên của các thông số này phụ thuộc vào các tính chất chung của ôtô và ly hợp, chế độ chuyển động và trình độ của người lái. Tuỳ theo các giả thiết tính toán và quy luật biến thiên của các thông số trên mà người ta có được các công thức tính công trượt khác nhau.

Để tính công trượt ly hợp người ta sử dụng sơ đồ tính toán bao gồm các khối lượng quán tính chuyển động quay (hình 3.3- b). Ở giữa sơ đồ là các đĩa ly hợp, trong đó đĩa bên trái là chủ động được nối với một bánh đà có khối lượng quán tính I_d tương đương với quán tính của các chi tiết chuyển động quay của động cơ cùng với phần chủ động của ly hợp; đĩa bên phải nối với bánh đà có mô men quán tính I_a tương đương với khối lượng chuyển động tịnh tiến của ôtô cùng với các chi tiết trong HTTL và bánh xe quy về trục sơ cấp hộp số.



Hình 3. 3- *Sơ đồ tính toán công trượt.*
a)- Đồ thị quá trình trượt ly hợp trong thực tế; b)- Sơ đồ tính toán; c)- Đồ thị đơn giản hoá quá trình trượt ly hợp dùng để tính công trượt.

Ngoài ra, trên sơ đồ sử dụng các ký hiệu như sau: M_d- mô men xoắn của động cơ; ω_d- vận tốc góc của trục động cơ; ω_a- vận tốc góc của đĩa bị động ly hợp; M_ψ- mô men cản chuyển động ôtô quy về trục ly hợp.

Để tiện cho việc tính toán công trượt người ta sử dụng đồ thị quá trình trượt ly hợp đã đơn giản hoá bao gồm hai giai đoạn như thể hiện trên hình 3.3- c. Ở giai đoạn đầu xảy ra trong khoảng thời gian t_1, mô men ma sát ly hợp và mô men động cơ tăng tuyến tính tới các giá trị:

$$M_c(t) = kt_1 \; ; \; M_d(t) = kt_1,$$

với k là hệ số đặc trưng cho tốc độ đóng ly hợp, phụ thuộc chủ yếu vào người lái. Trong tính toán thường lấy: k = 100 ÷ 250 N.m/s đối với ôtô con và k = 200 ÷ 750 N.m/s đối với ôtô tải. Ở giai đoạn này, do $M_c = M_d$, nên động cơ quay với vận tốc góc không đổi ω_0, ly hợp trượt và ôtô vẫn đứng yên ($\omega_a = 0$) do lúc này $M_c < M_\psi$.

Công trượt ở giai đoạn 2 được tính như sau:

$$W_2 = \int_0^{t_2} (M_\psi + kt)(\omega_0 - \frac{1}{2}\frac{kt^2}{I})dt = \omega_0 \int_0^{t_2} (M_\psi + kt)(1 - \frac{t^2}{t_2^2})dt$$

$$W_2 = \omega_0 \left(\frac{2}{3} M_\psi \sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} + \frac{1}{2}\omega_0 I \right).$$

Công trượt toàn bộ:

$$W_\delta = W_1 + W_2 = \omega_0 \left(\frac{M_\psi^2}{2k} + \frac{\omega_0 I}{2} + \frac{2}{3} M_\psi \sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} \right)$$

$$W_\delta = \frac{I\omega_0^2}{2} + M_\psi \omega_0 \left(\frac{M_\psi}{2k} + \frac{2}{3}\sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} \right). \qquad (3.14)$$

Công trượt của ly hợp có thể được tính theo công thức đơn giản hơn:

$$W_\delta = \frac{1}{2} \frac{I_a \omega_0^2 M_{e\max}}{(M_{e\max} - M_\psi)} \qquad (3.15)$$

công thức này được xây dựng với giả thiết rằng vận tốc góc của động cơ ω_d và các mô men M_d, M_c và M_ψ không thay đổi trong quá trình trượt ly hợp, trong đó $M_d = M_{e\max}$.

Trong quá trình tính toán nên chọn vận tốc góc ban đầu của động cơ như sau:

$\omega_0 = \frac{\omega_M}{3} + 50\pi$ đối với động cơ xăng sử dụng bộ chế hoà khí;

$\omega_0 = 0{,}75\omega_N$ đối với động cơ diezel

trong các công thức trên: ω_M là vận tốc góc của động cơ tại thời điểm đạt mô men cực đại; ω_N- vận tốc góc của động cơ tại thời điểm đạt công suất cực đại.

Nếu sử dụng công thức 3.14 thì việc tính toán được thực hiện như sau:

- đối với ôtô con lấy $\psi = 0{,}1$ và tính cho tay số I;
- đối với ôtô tải lấy $\psi = 0{,}1$ và tính cho tay số II, nếu có hộp số phụ thì tính cho tay số II của hộp số chính và số truyền thấp trong hộp số phụ.

Công trượt riêng trong hai trường hợp trên không được vượt quá 160 J/ cm^2.

Nếu sử dụng công thức 3.15 thì cách tính toán được thực hiện như trong bảng 2.1.

Bảng 2.1- Số liệu tính toán công trượt ly hợp.

Loại ôtô	Hệ số ψ	Tính cho tay số	Công trượt riêng giới hạn, J/cm^2
Ôtô tải lớn cỡ lớn	0,02	I	20
	0,16	I	65
	0,02	II	40
Ôtô con	0,02	I	50 ÷70

Công trượt ở giai đoạn 2 được tính như sau:

$$W_2 = \int_0^{t_2} (M_\psi + kt)(\omega_0 - \frac{1}{2}\frac{kt^2}{I})dt = \omega_0 \int_0^{t_2} (M_\psi + kt)(1 - \frac{t^2}{t_2^2})dt$$

$$W_2 = \omega_0 \left(\frac{2}{3} M_\psi \sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} + \frac{1}{2}\omega_0 I \right).$$

Công trượt toàn bộ:

$$W_\delta = W_1 + W_2 = \omega_0 \left(\frac{M_\psi^2}{2k} + \frac{\omega_0 I}{2} + \frac{2}{3} M_\psi \sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} \right)$$

$$W_\delta = \frac{I\omega_0^2}{2} + M_\psi \omega_0 \left(\frac{M_\psi}{2k} + \frac{2}{3}\sqrt{\frac{2\omega_0 I}{k}} \right). \qquad (3.14)$$

Công trượt của ly hợp có thể được tính theo công thức đơn giản hơn:

$$W_\delta = \frac{1}{2} \frac{I_a \omega_0^2 M_{e\max}}{(M_{e\max} - M_\psi)} \qquad (3.15)$$

công thức này được xây dựng với giả thiết rằng vận tốc góc của động cơ ω_d và các mô men M_d, M_c và M_ψ không thay đổi trong quá trình trượt ly hợp, trong đó $M_d = M_{e\max}$.

Trong quá trình tính toán nên chọn vận tốc góc ban đầu của động cơ như sau:

$\omega_0 = \frac{\omega_M}{3 + 50\pi}$ đối với động cơ xăng sử dụng bộ chế hoà khí;

$\omega_0 = 0{,}75\omega_N$ đối với động cơ diezel

trong các công thức trên: ω_M là vận tốc góc của động cơ tại thời điểm đạt mô men cực đại; ω_N- vận tốc góc của động cơ tại thời điểm đạt công suất cực đại.

Nếu sử dụng công thức 3.14 thì việc tính toán được thực hiện như sau:

- đối với ôtô con lấy $\psi = 0{,}1$ và tính cho tay số I;
- đối với ôtô tải lấy $\psi = 0{,}1$ và tính cho tay số II, nếu có hộp số phụ thì tính cho tay số II của hộp số chính và số truyền thấp trong hộp số phụ.

Công trượt riêng trong hai trường hợp trên không được vượt quá 160 J/ cm^2.

Nếu sử dụng công thức 3.15 thì cách tính toán được thực hiện như trong bảng 2.1.

Bảng 2.1- Số liệu tính toán công trượt ly hợp.

Loại ôtô	Hệ số ψ	Tính cho tay số	Công trượt riêng giới hạn, J/cm^2
Ôtô tải lớn cỡ lớn	0,02	I	20
	0,16	I	65
	0,02	II	40
Ôtô con	0,02	I	50 ÷70

4.2- Tính toán nhiệt trên đĩa ép

Việc tính toán nhiệt trên đĩa ép được thực hiện nhằm kiểm tra mức gia tăng nhiệt độ trung bình trên đĩa sau một lần đóng ly hợp khi khởi ôtô động tại chỗ. Trong khi tính toán giả thiết rằng toàn bộ lượng nhiệt sinh ra trong quá trình trượt ly hợp được chuyển thành nhiệt nung nóng đĩa ép (bỏ qua lượng nhiệt truyền vào môi trường xung quanh). Mức gia tăng nhiệt độ được tính theo công thức:

$$\Delta t = \frac{\gamma W_\mu}{c m_d}, \qquad (3.16)$$

trong đó γ là phần nhiệt truyền cho đĩa ép, được chọn như sau:

- ly hợp một đĩa $\gamma = 0{,}5$
- ly hợp hai đĩa: $\gamma = 0{,}25$ đối với đĩa ép và $\gamma = 0{,}5$ đối với đĩa ép trung gian;

m_d- khối lượng đĩa, tính theo kg; c - nhiệt dung riêng của vật liệu chế tạo đĩa, đối với gang và thép c= 481,5 J/kg.°C.

Mức gia tăng nhiệt độ cho phép đối với ôtô không kéo moóc là 10°C và đối với ôtô kéo moóc là 20°C.

5. Tính bền các chi tiết của ly hợp

5.1- Lò xo ép

Việc tính toán lò xo ép nhằm xác định các kích thước của lò xo sao cho đảm bảo được lực ép theo yêu cầu và đảm bảo độ bền trong quá trình làm việc. Mỗi loại lò xo có cách tính riêng, ở đây chỉ trình bày phương pháp tính toán 2 loại lò xo thường sử dụng trên các ly hợp ôtô là lò xo trụ và lò xo đĩa.

a)- Lò xo trụ bố trí xung quanh

Khi ly hợp ở trạng thái đóng tổng lực ép của các lò xo là:

$$F_\Sigma = \frac{M_c}{\mu R_\mu z_\mu} = \frac{\beta M_{e\max}}{\mu R_\mu z_\mu}.$$

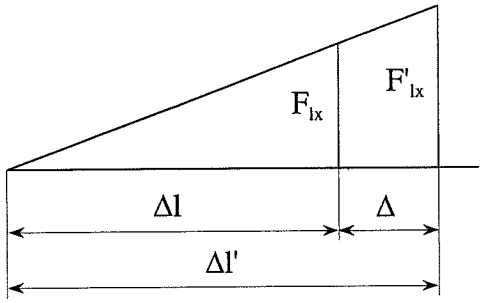
Khi ngắt ly hợp, các lò xo bị ép thêm một đoạn nữa, lúc này lực ép tổng sẽ tăng lên khoảng 20% so với lúc ly hợp đang đóng. Vậy lực ép khi ngắt ly hợp là:

$$F'_\Sigma = 1{,}2F_\Sigma$$

Lực tác dụng lên một lò xo:

$$F'_{lx} = \frac{F'_\Sigma}{z_{lx}}$$

Đặc tính của lò xo ép được thể hiện trên hình 3.4, trong đó Δl là độ biến dạng ban đầu của lò xo và $\Delta l'$ là độ biến dạng của lò xo khi ngắt ly hợp.



Hình 3.4- *Đặc tính lũ xo ộp.*

Độ cứng của lò xo:

$$c = \frac{F'_{lx} - F_{lx}}{\Delta l' - \Delta l} = \frac{0{,}2F_{lx}}{\Delta} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_0} \qquad (3.17)$$

trong đó:

Δ là độ biến dạng của lò xo khi chuyển từ trạng thái đóng sang ngắt hay chính là hành trình của đĩa ép:

$\Delta = 1{,}5 \div 2{,}0$ đối với ly hợp một đĩa;

$\Delta = 2.0 \div 3{,}0$ đối với ly hợp hai đĩa;

G- mô đun đàn hồi $G = 8.10^4$ MN/m^2;

D- đường kính trung bình của lò xo;

d- đường kính dây lò xo;

n_0- số vòng làm việc của lò xo.

Ứng suất trong lò xo trụ ở trạng thái ép xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{8F'_{lx} D}{\pi d^3} k \qquad (3.18)$$

trong đó k là hệ số tập trung ứng suất:

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0{,}615}{C} \quad \text{với } C = \frac{D}{d}.$$

Hệ số k có thể chọn theo bảng 2.2.

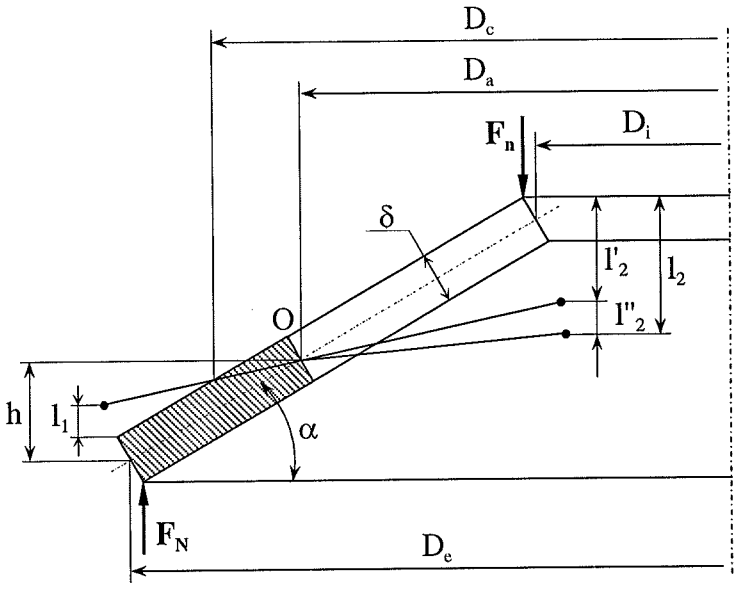
Bảng 2.2

D/d	7	6	5	4	3
k	1,2	1,25	1,3	1,4	1,6

Lò xo được chế tạo bằng thép các bon cao (50 ÷ 65) với ứng suất cho phép nằm trong khoảng $[\tau] = 500 \div 800$ MPa.

b)- Lò xo đĩa

Sơ đồ tính toán lò xo đĩa được thể hiện trên hình 3.5.



Hình 3.5- *Sơ đồ tính toán lò xo đĩa*

Trên sơ đồ thể hiện các lực: F_N là lực ép của lò xo tác dụng lên đĩa ép (tương đương với F_Σ), F_n là lực cần tác dụng lên đĩa để ngắt ly hợp. Các lực này liên hệ với nhau theo công thức:

$$F_N = F_n \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} \qquad (3.19)$$

trong đó lực ép F_N được thể hiện qua các thông số kết cấu của đĩa như sau:

$$F_N = \frac{2}{3}\frac{\pi E}{1-\mu_p^2}\frac{\delta\, l_1}{D_e^2}\frac{\ln\frac{1}{k_1}}{(1-k_2)^2}\left[\delta^2 + \left(h - l_1\frac{1-k_1}{1-k_2}\right)\left(h - \frac{l_1}{2}\frac{1-k_1}{1-k_2}\right)\right], \qquad (3.20)$$

trong đó:

$$k_1 = \frac{D_a}{D_e};\ k_2 = \frac{D_c}{D_e};$$

l_1- dịch chuyển của đĩa tại điểm đặt lực ép; $E = 2.10^5$MPa; $\mu_p = 0{,}26$.

Dịch chuyển của đầu các thanh mở l_2 khi ngắt ly hợp được coi là tạo bởi 2 dịch chuyển, gồm l'_2 là dịch chuyển gây nên do đầu ngoài của đĩa quay quanh điểm O và l''_2 là dịch chuyển do biến dạng của thanh: $l_2 = l'_2 + l''_2$. Theo sơ đồ trên có thể thấy:

$$l'_2 = l_1\frac{D_c - D_i}{D_e - D_c}.$$

Trên thực tế, biến dạng của các thanh l''_2 nhỏ hơn nhiều so với l'_2 nên có thể bỏ qua được, khi đó: $l_2 \approx l'_2$.

Khi thiết kết thường chọn các thông số như sau:

$\frac{D_a}{D_e} = 1{,}2 \div 1{,}15$; $\frac{h}{\delta} = 1{,}5 \div 2{,}0$; $\frac{D_e}{D_i} \geq 2{,}5$; $\frac{D_e}{\delta} = 75 \div 100$;

số lượng các thanh mở: 8 ÷20.

Trong công thức trên, tỷ số $\frac{h}{\delta}$ quyết định đặc tính phi tuyến của lò xo. Nếu lấy $\frac{h}{\delta} \geq 1{,}6$ thì đường đặc tính có vùng lực ép không đổi rộng, nhưng nếu chọn $\frac{h}{\delta} \geq 2{,}8$ thì có nguy cơ bị lộn lò xo.

Lò xo đĩa được tính bền bằng cách xác định ứng suất tại điểm chịu tải lớn nhất ở trạng thái biến dạng tối đa (thành đĩa phẳng). Điểm chịu tải lớn nhất là tâm của phần nối giữa các thanh mở với vành ngoài của hình nón (điểm O). Ứng suất được tính:

$$\sigma = \frac{2F_n D_a}{\delta^2(D_i + D_a)} + \frac{E}{2(1-\mu_p^2)}\frac{(D - D_a)\alpha^2 + \delta\alpha}{2D_a}, \qquad (3.21)$$

với $D = \dfrac{D_e - D_a}{\ln\frac{D_e}{D_a}}$; $\alpha = 2h(D_e - D_a)$.

Ứng suất tính được theo công thức trên được so sánh với giới hạn chảy của vật liệu (đối với thép 60C2A $[\sigma] = 1400$ MPa).

5.2- Đĩa chủ động

Các đĩa chủ động thường được chế tạo từ gang xám, các đường kính của đĩa được chọn theo kích thước của đĩa ma sát và của bánh đà. Bề dày của đĩa được chọn sơ bộ bằng 4,5÷6% đường kính ngoài của tấm ma sát và sau đó được chính xác hoá khi tính kiểm tra chế độ nhiệt.

Các đĩa chủ động được tính bền theo ứng suất chèn dập tại các vị trí nối đĩa với bánh đà:

$$\sigma_{cd} = \frac{kM_{j\max}}{r_{TB} z_c z_t A_t}$$

ở đây: k là hệ số tính đến vị trí của đĩa chủ động, nếu ly hợp là một đĩa thì k = 0,5, nếu là ly hợp 2 đĩa thì k = 0,5 đối với đĩa trung gian và k = 0,25 đối với đĩa ép; M_{Jmax}- mô men động cực đại; r_{TB}- bán kính trung bình của vết tiếp xúc; z_c - số đĩa chủ động; z_t - số bề mặt tiếp xúc; A_t - diện tích của một bề mặt tiếp xúc.

Nếu đĩa chủ động được nối với bánh đà bằng lò xo lá thì việc tính bền sẽ bao gồm: tính bền chi tiết bắt (bu lông hoặc đinh tán) theo ứng suất cắt τ_c và chèn dập σ_{cd} và tính bền lò xo theo ứng suất kéo σ_k và uốn σ_u:

$$\tau_c = \frac{4kM_{j\max}}{r_{TB} z_c z_d \pi d^2}, \qquad \tau_c \le 15 \div 20 MPa;$$

$$\sigma_{cd} = \frac{kM_{j\max}}{r_{TB} z_c z_d d \delta_l}, \qquad \sigma_{cd} \le 20 \div 30 MPa;$$

$$\sigma_k = \frac{kM_{j\max}}{r_{TB} z_c z_{lx} \delta_{lx} (b_{lx} - d)}, \qquad \sigma_k \le 400 \div 500 MPa;$$

$$\sigma_u = \frac{E \delta_{lx} \Delta}{l_{lx}^2}, \qquad \sigma_u \le 850 \div 900 MPa,$$

với: z_d - số đinh tán (bu lông), d- đường kính đinh tán (bu lông); δ_l - chiều dài làm việc của đinh tán (bu lông); δ_{lx} - độ dầy lò xo; b_{lx} - bề rộng lò xo; Δ- hành trình đĩa ép; l_{lx}- chiều dài lò xo.

5.3- Đòn mở

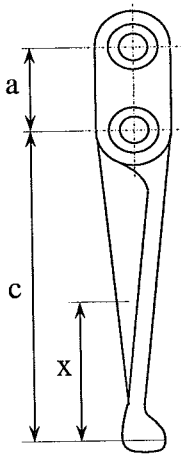
Các đòn mở trong các ly hợp ôtô có thể được chế tạo bằng gang hoặc thép. Chúng thường được kiểm tra bền theo ứng suất uốn. Đối với một tiết diện bất kỳ xác định bởi toạ độ x (hình 3.6):

$$\sigma_u = \frac{F'_{\Sigma} ax}{z_{dm} c W_u}$$

trong đó x, a, c- các kích thước như trên hình 2.16; z_{dm} - số đòn mở; W_u- mô men chống uốn tại tiết diện tính.

Ứng suất uốn cho phép được chọn như sau:

- đối với thép: $\sigma_u \le 140 \div 160\ MPa$,



Hình 3.6
Sơ đồ tính toán đòn mở.

- đối với gang: $\sigma_u \leq 60 \div 80\ MPa$.

5.4- Đĩa bị động

Xương đĩa bị động thường được chế tạo từ thép 65 nhiệt luyện bằng cách tôi thể tích hoặc thép 20 tôi thấm. Đĩa bị động được kiểm bền cho 2 chi tiết: đinh tán và moay ơ.

a)- Đinh tán

Đinh tán dùng để tán các tấm ma sát với xương đĩa thường được chế tạo từ đồng hoặc nhôm với đường kính 4 ÷ 6 mm. Đinh tán được kiểm bền theo ứng suất chèn dập và ứng suất cắt.

Đinh tán được bố trí theo vòng tròn nhiều dãy (thường là 2). Nếu coi lực tác dụng lên đinh tán tỷ lệ thuận với bán kính của vòng tròn bố trí đinh tán, ta có:

$$F_1 = \frac{M_{e\max} r_1}{2(r_1^2 + r_2^2)} \quad \text{và} \quad F_2 = \frac{M_{e\max} r_2}{2(r_1^2 + r_2^2)}$$

ở đây: F_1 -lực tác dụng lên vòng đinh tán có bán kính r_1; F_2 -lực tác dụng lên vòng đinh tán có bán kính r_2.

Ứng suất cắt và chèn dập:

$$\sigma_{c1} = \frac{4F_1}{n_1 \pi d^2}\ ;\ \sigma_{c2} = \frac{4F_2}{n_2 \pi d^2}\ ;\ \sigma_c \leq 40\ MPa,$$

$$\sigma_{cd1} = \frac{4F_1}{n_1 l d}\ ;\ \sigma_{cd2} = \frac{4F_2}{n_2 l d}\ ;\ \sigma_{cd} \leq 25\ MPa.$$

Trong các công thức trên, d là đường kính đinh tán, n_1 và n_2 là số lượng đinh tán ở các vòng có bán kính tương ứng r_1 và r_2.

Các đinh tán nối đĩa bị động với moay ơ được chế tạo bằng thép với đường kính 6÷10 mm. Cách tính toán hoàn toàn tương tự như trên, nhưng ứng suất giới hạn được lấy như sau:

$$\sigma_c \leq 30\ MPa\ ;\ \sigma_{cd} \leq 80\ MPa.$$

b)- Moay ơ đĩa bị động

Moay ơ thường được thiết kế với độ dài đủ lớn để đĩa bị động đỡ bị đảo, chiều dài của moay ơ thường được chọn bằng đường kính của then hoa trên trục ly hợp: $l = D$. Nếu ly hợp làm việc trong điều kiện nặng thì nên chọn $l = 1,4\ D$.

Then hoa của moay ơ được tính theo chèn dập và cắt:

$$\sigma_{cd} = \frac{8M_{e\max}}{z_1 z_2 l (D^2 - d^2)};$$

$$\sigma_c = \frac{4M_{e\max}}{z_1 z_2 l b (D + d)},$$

trong đó: b- chiều dầy của then ; z_1- số moay ơ; z_2- số then hoa; D, d- đường kính ngoài và đường kính trong của then hoa.

5.5- Trục ly hợp

Trục ly hợp của ôtô thường cũng là trục sơ cấp của hộp số, ở cuối trục có bánh răng liền trục nên vật liệu chế tạo trục thường là các loại thép bánh răng.

Trục ly hợp được kiểm tra bền theo ứng suất uốn và xoắn tổng hợp:

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_x^2}}{0{,}1d^3} \quad \leq \quad 50 \div 70 \ MPa .$$

Nếu trục ly hợp là trục sơ cấp của hộp số thì việc tính toán trục phải được thực hiện theo sơ đồ tổng thể của hộp số. Cụ thể, để có thể xác định các phản lực tác dụng lên ổ đỡ nằm trong đuôi của trục sơ cấp thì cần bắt đầu tính toán từ trục thứ cấp của hộp số (xem phần tính trục hộp số).

6. Thiết kế tính toán dẫn động ly hợp

6.1- Kết cấu và phân loại dẫn động

Chất lượng của dẫn động ly hợp được đánh giá bằng những thông số sau: công thực hiện của người lái để ngắt ly hợp W_c, lực tối đa tác dụng lên bàn đạp Q_{bdmax} và hành trình lớn nhất của bàn đạp S_{bdmax}.

Đối với ôtô con:

$$W_c \leq 23 \ J ; \ Q_{bd\max} \leq 150 \ N ; \ S_{bd\max} \leq 140 \div 160 \ mm .$$

Đối với ôtô tải và ôtô chở khách:

$W_c \leq 30 \ J$; $Q_{bd\max} \leq 250 \ N$ - không có trợ lực và $Q_{bd\max} \leq 150 \ N$ - nếu có trợ lực; $S_{bd\max} \leq 180 \ mm$.

Dẫn động ly hợp thường là cơ khí (hình 3.7) hoặc thuỷ lực (hình 3.8). Dẫn động cơ khí được sử dụng trên một số ôtô con và ôtô tải, dẫn động thuỷ lực hiện nay được sử dụng trên hầu hết các loại ôtô con và ôtô chở khách.

Để giảm lực người lái tác dụng lên bàn đạp, trong hệ thống dẫn động có thể có bố trí bộ phận trợ lực bằng cơ khí, thuỷ lực, khí nén hoặc chân không. Hiện nay, được sử dụng phổ biến hơn cả trên các loại ôtô con là dẫn động thuỷ lực kết hợp với trợ lực chân không, còn các ôtô tải thì thường sử dụng hệ thống trợ lực bằng khí nén.

6.2- Tính toán dẫn động ly hợp

6.2.1- Các thông số cơ bản

Các số liệu ban đầu để tính toán dẫn động là lực $[Q_{bd}]$ và hành trình $[S_{bd}]$ cho phép trên bàn đạp và các thông số của ly hợp.

Tỷ số truyền của dẫn động tính từ bàn đạp tới đĩa ép được xác định như sau:

$$i_{dd} = \frac{S_{lv}}{\Delta} = i_{bd} i_{dt} i_{cm} i_{dm},$$

trong đó S_{lv}- hành trình làm việc của bàn đạp; Δ- hành trình đĩa ép; i_{bd}- tỷ số truyền bàn đạp; i_{dt}- tỷ số truyền của phần dẫn động từ sau bàn đạp đến càng mở ly hợp; i_{cm}- tỷ số truyền càng mở ly hợp (i_{cm} = 1,4 ÷ 2,2); i_{dm}- tỷ số truyền của các đòn mở (i_{cm} = 3,8 ÷ 5,5).

Đối với dẫn động thuỷ lực:

$$i_{dt} = \frac{x_c}{x_{ch}} = \frac{d_{ch}^2}{d_c^2},$$

trong đó: x_c, d_c là dịch chuyển của pít tông và đường kính pít tông xi lanh chính; x_{ch}, d_{ch} là dịch chuyển của pít tông và đường kính pít tông xi lanh chấp hành.

Hành trình toàn bộ của bàn đạp được tính bằng tổng hành trình làm việc S_{lv} với hành trình tự do S_{td}:

$$S_{bd} = S_{lv} + S_{td} = \Delta i_{dd} + \delta\, i'_{dd},$$

trong đó δ là khe hở giữa bạc mở và đầu các đòn mở, i'_{dd} là tỷ số truyền của phần dẫn động từ bàn đạp đến bạc mở.

Đường kính pít tông của xi lanh chính và xi lanh chấp hành thường lấy trong khoảng 19 ÷ 32 mm và chúng thường được chọn bằng nhau, nghĩa là $i_{dt} = 1$.

Hành trình toàn bộ của xi lanh chính thường lớn hơn hành trình làm việc của nó khoảng 20 ÷ 25 % do có một đoạn hành trình không tải trước khi pít tông bịt lỗ bù dầu trong xi lanh và bắt đầu tạo áp suất làm việc.

Lực cực đại trên bàn đạp:

$$Q_{bd} = \frac{F'_{\Sigma}}{i_{dd}\eta} + \frac{F_{lx}}{i_{lx}\eta_{lx}}$$

với η là hiệu suất của toàn bộ dẫn động: $\eta \approx 0{,}85$; F_{lx}- là lực của lò xo hồi vị; i_{lx} và η_{lx} là hiệu suất và tỷ số truyền của phần dẫn động tính từ lò xo hồi vị về tới bàn đạp. Nếu lực bàn đạp tính được lớn hơn giá trị cho phép: $Q_{bd} > [Q_{bd}]$ thì cần phải thiết kế bộ trợ lực cho dẫn động. Lực của xi lanh trợ lực F_{tl} được tính như sau:

$$F_{tl} = (Q_{bd} - [Q_{bd}])i_{tl}\eta_{tl},$$

trong đó, i_{tl} và η_{tl} là tỷ số truyền và hiệu suất của phần dẫn động tính từ bàn đạp đến vị trí đặt xi lanh trợ lực.

Đường kính xi lanh trợ lực được tính theo lực cần thiết F_{tl} và áp suất tác dụng trong xi lanh:

$$D = 2\sqrt{\frac{F_{tl}}{\pi p_i}},$$

trong đó p_i = 0,65 ÷ 0,75 MPa đối với trợ lực bằng khí nén, p_i = 0,05 MPa đối với trợ lực chân không.

Đường kính xi lanh trợ lực phụ thuộc vào vị trí bố trí xi lanh trong hệ thống dẫn động, ví dụ: đối với ôtô KAMAZ D = 90 mm, đối với MAZ D = 52 mm.

6.2.2- Trình tự tính toán

a)- Dẫn động cơ khí

Dẫn động cơ khí nên tính toán theo trình tự sau:

1. Chọn lực tác động trên bàn đạp sao cho đáp ứng tiêu chuẩn quy định và đảm bảo điều khiển nhẹ nhàng:

$$Q_{bd} \le [Q_{bd}]$$

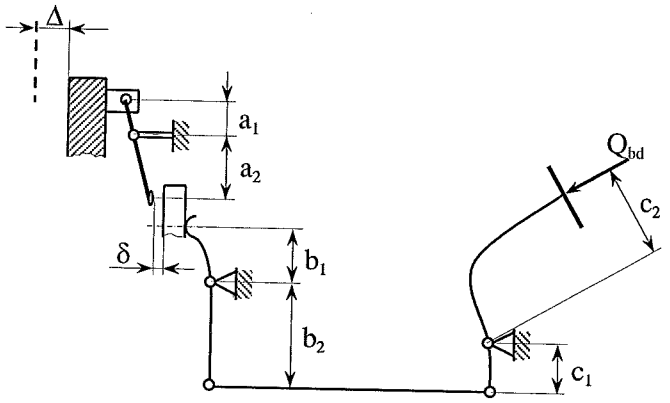
2. Tính tỷ số truyền theo công thức:

$$i_{dd} = \frac{F_{\Sigma}^{'}}{Q_{bd}\eta_{dd}}$$

trong đó η_{dd} là hiệu suất dẫn động: $\eta_{dd} = 0,5 \div 0,8$.

Tỷ số truyền của dẫn động được phân bố trên các đòn truyền tuỳ theo kết cấu cụ thể. Trong trường hợp dẫn động có sơ đồ như trên hình 3.7, ta có:

$$i_{dd} = \frac{a_2}{a_1}\frac{b_2}{b_1}\frac{c_2}{c_1}$$



Hình 3.7- Dẫn động cơ khí

3. Kiểm tra hành trình bàn đạp đáp ứng yêu cầu $S_{bd} \le [S_{bd}]$, với:

$$S_{bd} = \Delta i_{dd} + \delta \frac{b_2}{b_1}\frac{c_2}{c_1}$$

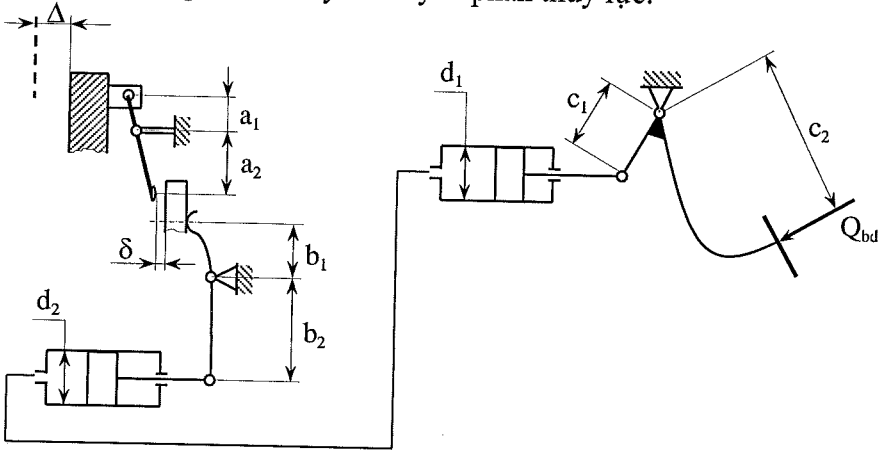
trong đó $\delta = 2 \div 4$ mm, còn Δ được lấy ở vị trí khi ly hợp ngắt hoàn toàn:

$\Delta = 1,5 \div 2,0$ đối với ly hợp một đĩa;

$\Delta = 2.0 \div 3,0$ đối với ly hợp hai đĩa.

b)- Dẫn động thuỷ lực

Dẫn động thuỷ lực được tính toán theo quy trình tương tự như trên, chỉ khác là trong tỷ số truyền của dẫn động có thêm tỷ số truyền phần thuỷ lực.



Hình 3.8- Dẫn động thuỷ lực

Với sơ đồ dẫn động như trên hình 3.8, ta có:

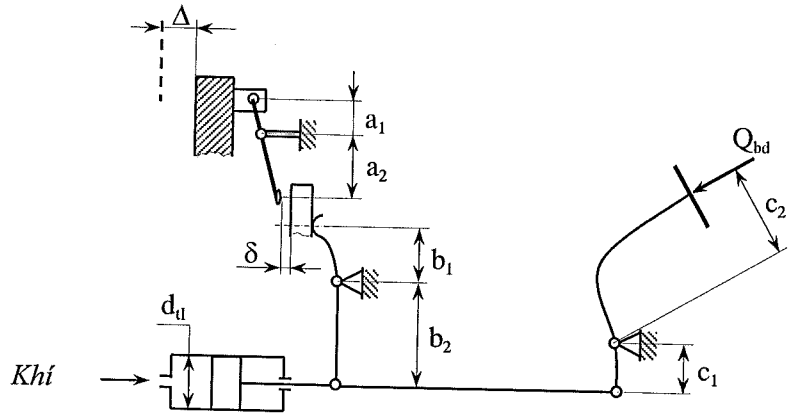
$$i_{dd} = \frac{a_2}{a_1}\frac{b_2}{b_1}\frac{c_2}{c_1}\frac{d_2^2}{d_1^2}$$

Hành trình bàn đạp được tính như sau:

$$S_{bd} = \Delta i_{dd} + \delta\frac{b_2}{b_1}\frac{c_2}{c_1}\frac{d_2^2}{d_1 2}$$

c)- Dẫn động có trợ lực

Đối với dẫn động có trợ lực, cần xác định được đường kính của xi lanh (hoặc màng trợ lực).



Hình 3.9- Dẫn động cơ khí trợ lực khí nén

Nếu gọi phần lực mà người lái phải chịu trên bàn đạp là Q_{nl} thì phần lực mà trợ lực phải chịu được tính như sau:

$$Q_{tl} = Q_{bd} - Q_{nl}$$

Để đảm bảo tiêu chuẩn chỉ cần chọn $Q_{nl} = [Q_{bd}]$, tuy nhiên nếu muốn giảm nhẹ lao động cho người lái thì nên chọn $Q_{nl} < [Q_{bd}]$.

Lực cần có tại xi lanh trợ lực được tính tuỳ theo vị trí bố trí xi lanh, chẳng hạn với sơ đồ dẫn động có trợ lực khí nén như trên hình 3.9 ta có:

$$Q_{xl} = (Q_{bd} - Q_{nl})\frac{c_2}{c_1}\eta$$

trong đó η là hiệu suất phần dẫn động từ bàn đạp tới vị trí đặt xi lanh công tác.

Từ phương trình trên ta có thể dễ dàng tính được đường kính xi lanh trợ lực:

$$d_{tl} = 2\sqrt{\frac{Q_{xl}}{\pi p_i}}$$

trong đó, p_i là áp suất khí nén.

Đối với trợ lực chân không, việc tính toán được thực hiện hoàn toàn tương tự như trên. Tuy nhiên, độ chân không cực đại có được tại họng hút của động cơ đốt trong thường không quá 0,05 MPa, nên đường kính màng trợ lực tương đối lớn. Vì vậy, loại trợ lực này thường chỉ dùng cho ôtô con.

CHƯƠNG 4
HỘP SỐ TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CƠ KHÍ

1. Những yêu cầu cơ bản, phân loại, các thông số chính

Hộp số có nhiệm vụ thay đổi tỷ số truyền của hệ thống truyền lực để tạo được lực kéo tại các bánh xe chủ động phù hợp với điều kiện chuyển động. Trong các hộp số cơ khí, việc biến đổi mô men và vận tốc góc được thực hiện nhờ các bộ truyền bánh răng. Cùng một giá trị của mô men xoắn và vận tốc góc của động cơ, mô men và vận tốc của bánh xe chủ động có thể thay đổi được bằng cách thay đổi tỷ số truyền của hộp số. Cụ thể hơn, nếu sử dụng tay số thấp (tỷ số truyền lớn) của hộp số thì sẽ có được mô men kéo tại bánh xe chủ động lớn, nhưng vận tốc của bánh xe sẽ nhỏ và ngược lại.

Hộp số cần đáp ứng những yêu cầu sau:

- có số tay số và dải tỷ số truyền thích hợp để đảm bảo được tính năng động lực học và tính kinh tế nhiên liệu của xe;
- việc chuyển số phải được thực hiện dễ dàng, tiện lợi (lực tác động và hành trình cần gạt nhỏ), nhanh chóng và không gây tiếng ồn;
- có cơ cấu định vị chống nhảy số và cơ cấu chống gài đồng thời hai số;
- có vị trí trung gian để có thể ngắt động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực trong thời gian dài;
- có cơ cấu báo hiệu khi gài số lùi;
- có vị trí để lắp thêm bộ phận trích công suất khi cần thiết.

Hộp số được phân loại theo các dấu hiệu sau:

- theo dạng kết cấu: hộp số với các trục cố định và hộp số hành tinh;
- theo số tay số (chỉ tính các tay số tiến): hộp số 3 cấp, 4 cấp, 5 cấp, ...;
- theo vị trí tương quan giữa trục vào và trục ra: hộp số đồng trục và hộp số không đồng trục;
- theo số bậc tự do của hộp số: hộp số 3, 4, ..., bậc tự do.

Hộp số trục cố định được sử dụng rộng rãi trong các HTTL cơ khí và HTTL thuỷ cơ. Hộp số hành tinh được sử dụng chủ yếu trong các HTTL thuỷ cơ, do vậy chúng sẽ được trình bày trong phần hộp số thuỷ cơ.

Số tay số và các tỷ số truyền được lựa chọn bằng cách tính toán sức kéo. Trên các ôtô có HTTL cơ khí, số tay số có thể nằm trong khoảng từ 3 đến 16 (hiếm khi lớn hơn 16). Các loại ôtô con thường có từ 3 đến 5 tay số, còn các ôtô tải có thể có 4 ÷ 7 số. Các hộp số có từ 8 tay số trở lên thường chỉ sử dụng trên các đầu kéo của các đoàn xe tải trọng lớn, chuyên vận chuyển đường dài.

Các hộp số có số tay số không quá 7 thường được cấu tạo có 2 bậc tự do, việc gài số được thực hiện bằng cách di trượt bánh răng cần gài số hoặc gài bằng khớp răng. Các hộp số có số tay số từ 8 đến 15 được thực hiện với 3 bậc tự do, nghĩa là để gài số cần phải tác động vào 2 cơ cấu điều khiển. Với các hộp số có số tay số lớn hơn 16 thì cần phải tác động vào 3 có cấu điều khiển để gài số (hộp số có 4 bậc tự do). Việc tăng số bậc tự do cho phép giảm được số các cặp bánh răng trong hộp số mà vẫn có được nhiều tay số. Tuy nhiên, cấu tạo của các hộp số này thường phức tạp hơn. Số lượng tay số càng nhiều thì lái xe càng có nhiều khả năng lựa chọn tay số thích hợp với điều kiện chuyển động cụ thể. Nhưng nếu số tay số nhiều quá thì cấu tạo của hộp số trở

nên rất phức tạp và hơn nữa, lái xe cũng sẽ gặp khó khăn trong việc lựa chọn tay số thích hợp.

Các thông số chính của hộp số là: vùng thay đổi tỷ số truyền D_h ; số tay số n ; tỷ số truyền của tay số cao nhất i_c .

Vùng thay đổi tỷ số truyền được xác định như sau:

$D_h = \frac{i_t}{i_c}$, trong đó i_t là tỷ số truyền ở tay số thấp nhất.

Tay số cao nhất trong hộp số đồng trục thường là số truyền thẳng ($i_c = 1$), nhưng cũng có thể là số truyền cao ($i_c < 1$).

Một thông số quan trọng nữa của hộp số là chỉ số trung bình của dãy số q:

$$q = \sqrt[n-1]{D_k}$$

Chẳng hạn, đối với các hộp số có 5 tay số chỉ số q nằm trong khoảng 1,6 ÷ 1,7. Đối với các hộp số có nhiều tay số hơn q = 1,25 ÷ 1,40.

2. Cấu tạo hộp số

2.1- Hộp số 2 bậc tự do

Hộp số được cấu tạo bởi các bộ phận cơ bản là hộp giảm tốc bánh răng và cơ cấu điều khiển sang số. Việc thiết kế hộp số được bắt đầu bằng sự lựa chọn sơ đồ động học của hộp giảm tốc. Hộp số hai bậc tự do có thể được thiết kế với 2 hoặc 3 trục. Hộp số ba trục thường được chế tạo theo sơ đồ đồng trục như thể hiện trên hình 4.1. Trên hình 4.2 là sơ đồ cấu tạo một số hộp số hai trục.

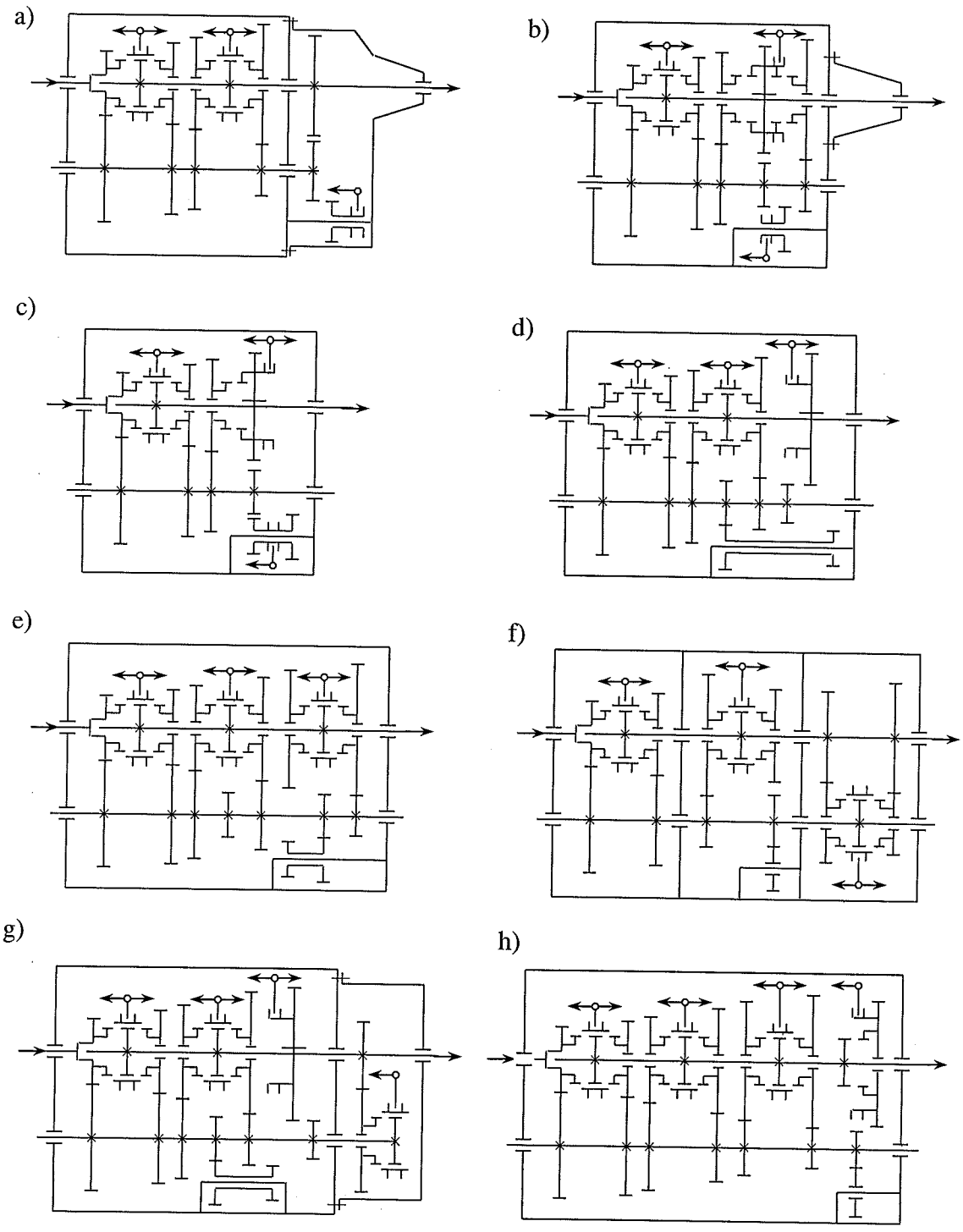
Đối với các hộp số ba trục, bằng cách bố trí trục vào và trục ra của hộp số nằm trên một đường thẳng (đồng trục) người ta có thể dễ dàng nối trực tiếp hai trục này với nhau để tạo được số truyền thẳng. Khi ôtô chuyển động với số truyền thẳng các bánh răng và các trục chỉ quay trơn, không phải chịu tải. Nhờ đó mà giảm được tốc độ mài mòn, giảm tổn thất năng lượng cũng như độ ồn. Trong các hộp số ba trục, tỷ số truyền được tạo bởi 2 cặp bánh răng cho nên có thể có được tỷ số truyền lớn ở tay số 1 (chẳng hạn $i_1 = 7 \div 9$).

Các hộp số hai trục về mặt kết cấu đơn giản hơn hộp số ba trục. Tuy nhiên, các hộp số này không cho phép tạo được tay số truyền thẳng và tỷ số truyền ở tay số 1 thường không cao (không quá 4) vì nó được tạo bởi một cặp bánh răng duy nhất. Nếu muốn tăng tỷ số truyền lên nữa thì phải tăng kích thước chung của hộp số. Hộp số hai trục thường được sử dụng trong các trường hợp cần có kết cấu gọn và không đòi hỏi tỷ số truyền cao. Dạng hộp số này thường được dùng trên một số ôtô con và ôtô thể thao có động cơ bố trí cùng với HTTL.

Các sơ đồ của các hộp số ba trục có cùng số tay số thường chỉ khác nhau ở số cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp và cách tạo số lùi. Trên hình 4.1- a, b, c là các sơ đồ hộp số có 4 tay số. Các hộp số trong các sơ đồ thứ nhất và thứ hai có 4 cặp bánh răng, số lùi được gài bằng một bánh răng di trượt. Trong sơ đồ thứ ba có 3 cặp bánh răng luôn ăn khớp, số 1 và số lùi được thực hiện nhờ các bánh răng di trượt. Các sơ đồ hộp số có 5 tay số được thể hiện trên hình 4.1- d, e, f. Riêng sơ đồ d sử dụng bánh răng di trượt để gài số 1 và số lùi, trong 2 sơ đồ còn lại tất cả các bánh răng đều luôn luôn ăn khớp. Hai sơ đồ cuối cùng trên hình 4.1 thể hiện các hộp số có 6 tay số, trong đó sơ đồ g có

sử dụng bánh răng di trượt để gài số 1 và số lùi, còn ở sơ đồ cuối cùng tất cả các bánh răng đều luôn luôn ăn khớp.

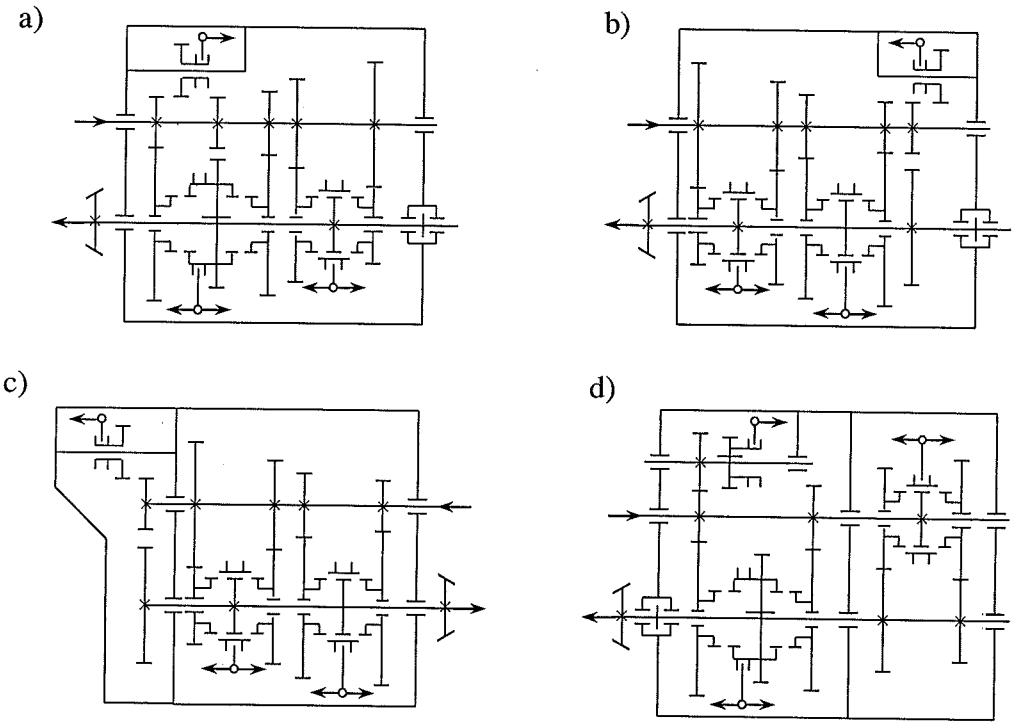
Để tạo số lùi thường phải có một bánh răng trung gian để đảo chiều chuyển động, trong nhiều trường hợp do đặc thù cấu tạo của hộp số, bánh răng trung gian có thể là bánh răng kép. Phương án thứ nhất có kết cấu đơn giản hơn, tuy nhiên các răng của bánh răng số lùi phải chịu chế độ tải uốn theo chu kỳ đối xứng nên khả năng chịu tải kém hơn. Bánh răng trung gian kép có chế độ tải hợp lý hơn vì các răng phải chịu chu kỳ tải một phía (ứng suất không đổi dấu). Với phương án này có thể tạo được tỷ số truyền lớn hơn.



Hình 4.1- *Sơ đồ các hộp số ba trục bố trí theo kiểu đồng trục.*

Các cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các hộp số ôtô thay cho các bánh răng di trượt vì chúng có những ưu điểm sau. Các bánh răng luôn luôn ăn khớp không bị va đập khi gài số nên không bị hư hỏng mặt đầu của các răng như các bánh răng di trượt. Các bánh răng luôn ăn khớp được gài nhờ các khớp răng nên hành trình của cần gạt cũng ngắn hơn so với trường hợp gài bằng di trượt bánh răng, nhờ đó mà việc điều khiển cũng dễ dàng hơn. Đối với các bánh răng luôn ăn khớp có thể sử dụng bộ đồng tốc để gài số một cách dễ dàng và êm dịu hơn. Hơn nữa, đối với các cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp có thể sử dụng các bánh răng nghiêng làm việc êm dịu hơn các bánh răng thẳng. Khi dùng phương pháp di trượt bánh răng để gài số thì buộc phải sử dụng bánh răng thẳng lắp trên các then hoa, bởi vì nếu sử dụng bánh răng nghiêng trong trường hợp này thì các then sẽ phải chế tạo theo dạng xoắn với công nghệ rất phức tạp.

Tuy nhiên số cặp bánh răng luôn ăn khớp càng lớn thì tải tác dụng lên các bộ đồng tốc cũng tăng theo. Bởi vì chúng sẽ phải làm đồng đều tốc độ của một số lượng lớn các chi tiết đang quay. Để có được số 1 và số lùi bằng cách sử dụng các bánh răng luôn ăn khớp thì phải bố trí trên trục thứ cấp 2 bánh răng có đường kính lớn. Trong khi đó chỉ cần có 1 bánh răng di trượt trên trục thứ cấp cùng với các bánh răng trung gian số lùi là có thể có được cả số 1 và số lùi với các tỷ số truyền tương đương nhau (hình 4.1- c, d, g). Vấn đề lựa chọn phương án tạo số 1 và số lùi cần được giải quyết tuỳ theo mức độ sử dụng các tay số này trong trường hợp cụ thể của xe thiết kế. Chẳng hạn đối với các loại xe tự đổ thường hoạt động trong các công trường, vùng mỏ để chở đất đá, quặng, ..., việc sử dụng tay số 1 và số lùi là rất thường xuyên, nên nếu điều kiện cho phép thì nên thiết kế các tay số này bằng các cặp bánh răng luôn ăn khớp.



Hình 4.2- *Sơ đồ các hộp số hai trục.*

Trên hình 4.2 là sơ đồ của một số hộp số hai trục được sử dụng trên các loại ôtô con. Các hộp số này có đặc điểm chung là trên trục thứ cấp có bố trí bánh răng côn của

truyền lực chính, tất cả các số tiến đều được thực hiện bằng các cặp bánh răng luôn ăn khớp còn số lùi thì được gài bằng bánh răng di trượt.
Trong các hộp số ôtô tải, để tăng độ cứng vững của hộp số, các trục có thể được bố trí trên nhiều ổ đỡ, chẳng hạn như sơ đồ trên hình 4.1- f. Tuy nhiên, trong những trường hợp như vậy, kết cấu hộp số trở nên phức tạp hơn, công nghệ gia công đòi hỏi phải chính xác hơn và việc tháo lắp trở nên khó khăn hơn. Một số hộp số được chế tạo cùng với phần phụ ở phía sau (hình 4.1- g). Phương án này cho phép từ hộp số cơ sở (phần chính) tạo nên một hộp số có số tay số lơn hơn 1 cấp (ví dụ như từ hộp số 5 cấp thành 6 cấp hay từ hộp số 6 cấp thành 7 cấp).

2.2- Hộp số ba và bốn bậc tự do

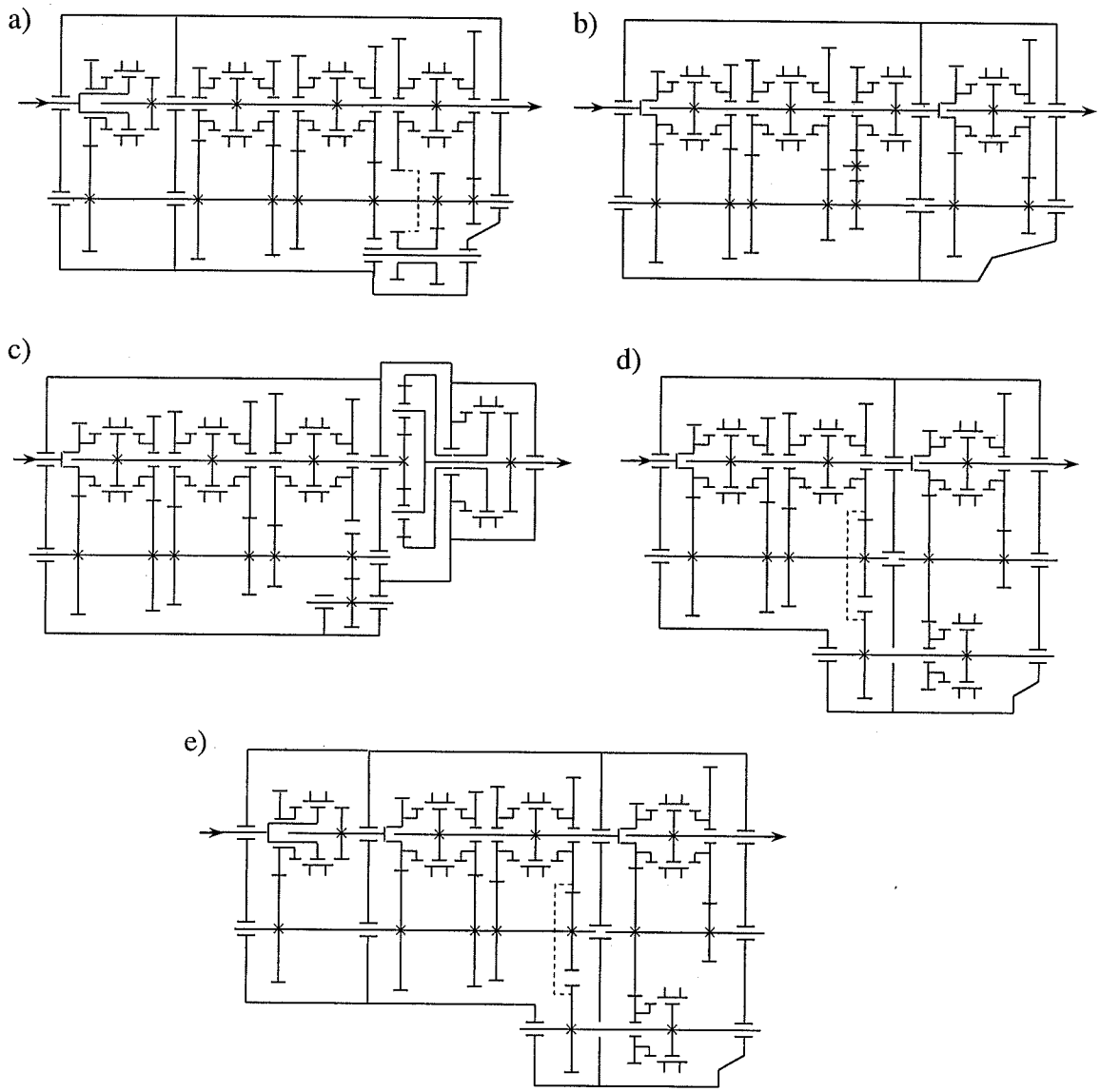
Các hộp số nhiều cấp với 3 bậc tự do thường được chế tạo từ các hộp số cơ sở có 4, 5 hoặc 6 tay số với 3 trục bố trí đồng trục bằng cách ghép thêm vào phía trước hoặc sau các hộp số này một hộp số phụ. Một số sơ đồ điển hình của các hộp số nhiều cấp được trình bày trên hình 4.3. Thường gặp hơn cả là các hộp số phụ có 2 cấp: một số truyền thẳng và một số truyền tăng hoặc giảm. Bằng cách làm như vậy, có thể tạo hộp số có 8 tay số từ hộp số cơ sở 4 cấp (hình 4.3- b) hay hộp số 10 tay số từ hộp số 5 cấp (hình 4.3- a), ... Tương tự như vậy, nếu sử dụng hộp số phụ có 3 cấp thì có thể nhân 3 số tay số của hộp số cơ sở. Để có được một số truyền trong hộp số ba bậc tự do thì phải gài một khớp răng trong hộp số cơ sở và một khớp trong hộp số phụ.

Hộp số phụ nên đặt ở phía trước hộp số cơ sở trong trường hợp nếu nó chỉ có một cặp bánh răng với tỷ số truyền lớn hơn hoặc nhỏ hơn 1 (tương ứng với số truyền giảm hoặc số truyền tăng). Số truyền thẳng trong trường hợp này được tạo bằng cách nối trực tiếp trục vào của hộp số phụ với trục vào của hộp số cơ sở (hình 4.3- a). Trong trường hợp này hộp số phụ được gọi là hộp chia. Hộp chia không mở rộng được vùng tỷ số truyền một cách đáng kể nên nó thường được sử dụng kết hợp với các hộp số cơ sở có vùng tỷ số truyền đủ rộng. Cách tạo hộp số nhiều cấp như trên có những ưu điểm chính như sau: có thể sử dụng những hộp số có sẵn để tạo hộp số với số tay số tăng lên gấp đôi; khi sử dụng cặp bánh răng của hộp chia, hiệu suất chung của toàn bộ hộp số mới không thay đổi. Nhược điểm lớn nhất của phương án bố trí này là cần có khoảng cách trục tương đối lớn, do ở tay số truyền thấp nhất mô men trên trục ra của hộp số cơ sở rất lớn.

Hộp số phụ bố trí phía sau hộp số cơ sở được thực hiện với 2 cặp bánh răng như thể hiện trên hình 4.3- b, d hoặc sử dụng cơ cấu hành tinh như trên hình 4.3- c. Hộp số phụ sau có một số truyền thẳng và một số truyền giảm. Nó thường được thiết kế có vùng tỷ số truyền lớn hơn nhiều so với hộp số cơ sở, do vậy hộp số cơ sở chỉ cần có vùng tỷ số truyền nhỏ. Hộp số nhiều cấp với kết cấu như trên có những ưu điểm chính như sau: khoảng cách trục của hộp số cơ sở không lớn, vì tỷ số truyền hay mô men trên trục thứ cấp của hộp này tương đối nhỏ; có khả năng tạo được vùng tỷ số truyền lớn: $D_h = 12 \div 13$ và lớn hơn nữa; chế độ làm việc của các bộ đồng tốc của hộp số cơ sở nhẹ hơn vì độ chênh vận tốc góc giữa các bộ phận cần kết hợp để gài số nhỏ, điều này cũng cho phép sử dụng đồng tốc ở các tay số thấp, kể cả trong trường hợp ly hợp có hai đĩa bị động.

Hộp số nhiều cấp với hộp số phụ bố trí phía sau có những nhược điểm sau: hộp số cơ sở không thể sử dụng độc lập như một hộp số bình thường được vì vùng tỷ số truyền của nó quá nhỏ; khi sử dụng số truyền thấp trong hộp số phụ mô men sẽ được truyền qua hộp số nhờ 4 cặp bánh răng nên hiệu suất chung của hộp số sẽ giảm; bộ đồng tốc trong hộp số phụ cần phải có công suất lớn.

Hộp số bốn bậc tự do thường được chế tạo từ một hộp số cơ sở kết hợp với 2 hộp số phụ bố trí trước và sau hộp số cơ sở. Để gài số cần phải gài 3 khớp răng: một khớp trong hộp số cơ sở, một trong hộp số phụ trước và một trong hộp số phụ sau. Một ví dụ của dạng hộp số như vậy được thể hiện trên sơ đồ hình 4.3- e.



Hình 4.3- *Sơ đồ nguyên lý cấu tạo các hộp số nhiều cấp.*

3. Lựa chọn các thông số của bánh răng

3.1- Các thông số hình học cơ bản của bánh răng.

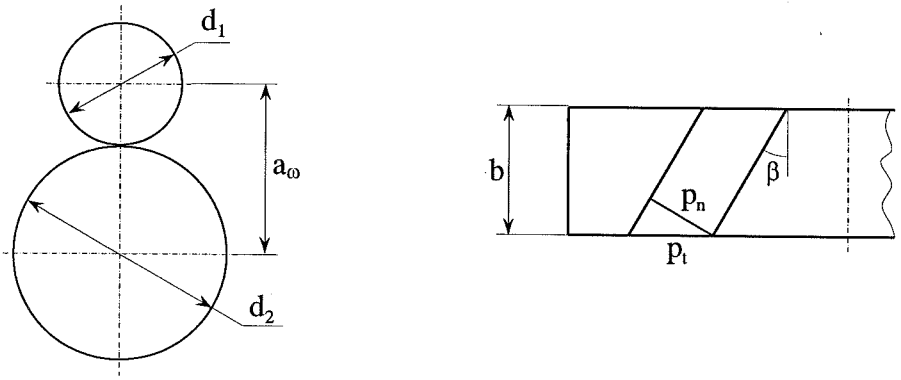
Trên hình 4.4 thể hiện các thông số cơ bản của bánh răng gồm có: khoảng cách trục a_ω, các đường kính vòng chia của các bánh răng d_1, d_2, bề rộng bánh răng b góc nghiêng răng β, bước răng theo phương tiếp tuyến p_t và bước răng theo phương pháp tuyến p_n. Đối với cặp bánh răng không dịch chỉnh, ta có các quan hệ sau:

$$d_1 = m_t z_1 \; ; \; d_2 = m_t z_2$$

và:

$$a_\omega = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_t z_1}{2} + \frac{m_t z_2}{2} = \frac{m_t z_1}{2}(1+i)$$

với $i = z_2 / z_1$ là tỷ số truyền của cặp bánh răng.



Hình 4.4- Các thông số cơ bản của bánh răng.

Trong tính toán thường sử dụng mô đun pháp tuyến, khi đó khoảng cách trục được tính như sau:

$$a_\omega = \frac{m_n z_1}{2\cos\beta}(1+i) \qquad (4.1)$$

3.2- Lựa chọn các thông số cơ bản của bánh răng.

Các kích thước cơ bản và khối lượng của hộp số được phụ thuộc chủ yếu vào các kích thước của các bánh răng. Các thông số của bánh răng thường được lựa chọn sơ bộ theo kinh nghiệm qua quá trình thiết kế, chế tạo và sử dụng các ôtô tương tự. Sau đó các thông số này được chính xác hoá bằng các phép tính kiểm tra và các kết quả thí nghiệm. Các thông số cơ bản của bánh răng được lựa chọn theo trình tự sau.

3.2.1- Khoảng cách trục

Khoảng cách trục a_ω được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$a_\omega = k_a \sqrt[3]{M_{e\max}} \text{ , mm} \qquad (4.2)$$

với M_{emax} là mô men xoắn cực đại của động cơ tính theo Nm, k_a là hệ số kinh nghiệm:

k_a = 14,5 ÷ 16 - đối với hộp số ôtô con
17 ÷ 19,5 - đối với hộp số ôtô tải
20,5 ÷ 21,5 - đối với hộp số ôtô có lắp động cơ diezel.

Đối với hộp số phụ và hộp phân phối $k_a = 17 \div 21{,}5$.

Trên thực tế người ta thường chọn khoảng cách trục theo các giá trị trong dãy tiêu chuẩn, chẳng hạn có thể chọn a_ω (mm) bằng: 85, 105, 125, 140, 160. Đối với các hộp số ôtô con khoảng cách trục thường giới hạn trong khoảng 65 ÷ 80 mm.

3.2.2- Mô đun

Mô đun pháp tuyến (m_n) của các bánh răng trong hộp số thường chọn theo kinh nghiệm trong khoảng (mm):

- ôtô con loại nhỏ: 2,25 ÷ 2,75;
- ôtô con: 2,75 ÷ 3;
- ôtô tải: 3,5 ÷ 4,25;
- ôtô tải cỡ lớn: 4,25 ÷ 5.

Trong nhiều trường hợp tất cả các bánh răng của hộp số được thiết kế với cùng một mô đun pháp tuyến. Đối với các hộp số của các ôtô tải, mô đun của các bánh răng số I và số lùi có khác đôi chút so với mô đun của các cặp bánh răng còn lại. Nếu bánh răng chủ động ở tay số I có kích thước quá nhỏ (số răng z = 12) thì mô đun có thể được chọn bằng 5 hoặc 6 mm. Cặp bánh răng cuối cùng của hộp số phụ sau trong hộp số nhiều cấp cũng có mô đun tương tự.

Trong khi thiết kế cần lưu ý chọn mô đun theo các giá trị trong các dãy tiêu chuẩn.

3.2.3- Góc nghiêng răng β

Phần lớn các bánh răng trong các hộp số ôtô được chế tạo với các răng nghiêng để giảm độ ồn làm việc cũng như tăng độ bền của răng. Các bánh răng thẳng đôi khi được sử dụng để tạo số lùi và số I của các hộp số ôtô tải. Góc nghiêng của răng β được chọn như sau:

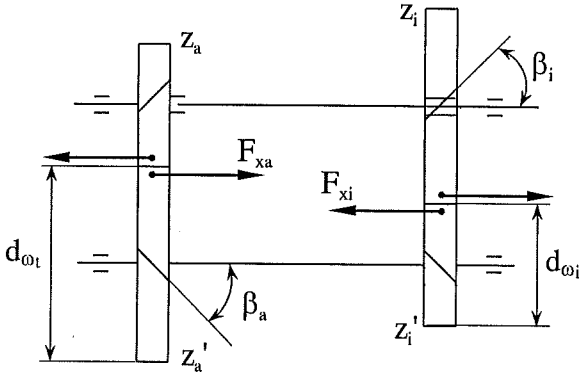
- hộp số hộp số ba trục của ôtô con: 22 ÷34°;
- hộp số hai trục của ôtô con: 20 ÷ 25°;
- hộp số ôtô tải 18 ÷ 26°.

Trong khi lựa chọn giá trị β cần lưu ý đến điều kiện đảm bảo độ êm dịu làm việc và một số điều kiện khác. Độ êm dịu làm việc cao nhất đạt được khi hệ số trùng khớp chiều trục ε_β là số nguyên. Tuy nhiên, giá trị nguyên của ε_β lớn hơn 1 là không thể thực hiện được do các bánh răng có bề rộng giới hạn, nên người ta thường chọn $\varepsilon_\beta = 1$. Với điều kiện $\varepsilon_\beta = 1$, góc nghiêng β được xác định như sau:

$$\beta_\varepsilon = \arcsin\left(\frac{\pi m_n}{b_\omega}\right) \qquad (4.3)$$

Bề rộng các bánh răng của các hộp số ôtô con được chọn trong khoảng $b = (5 \div 6)m_n$, còn đối với ôtô tải $b = (7 \div 8)m_n$. Các góc β tương ứng sẽ là 38 ÷ 30° đối với ôtô con và 26 ÷ 22° đối với ôtô tải. Trên thực tế góc β thường nhỏ hơn β_ε do những nguyên nhân chính sau đây: β nhỏ sẽ giảm được tải dọc trục tác động lên các ổ; góc β còn phụ thuộc vào hệ số dịch chỉnh của các bánh răng và phụ thuộc vào sự lựa chọn số răng để đảm bảo tỷ số truyền theo yêu cầu.

Đối với các bánh răng nghiêng trong các hộp số ba trục nên chọn chiều nghiêng của răng về phía trái đối với các bánh răng trên các trục sơ cấp và thứ cấp và nghiêng phải đối với các bánh răng trên trục trung gian. Với cách chọn như vậy và với chiều quay của trục khuỷu động cơ theo chiều kim đồng hồ thì các lực dọc trục sẽ có hướng như trên hình 4.5.



Hình 4.5

Chiều của các lực dọc trục trong hộp số 3 trục.

Sơ đồ lực trên hình 4.5 cho thấy nếu chọn góc nghiêng của các răng một cách hợp lý thì có thể cân bằng được các lực dọc trục tác dụng lên trục trung gian và nhờ đó giảm được lực tổng hợp tác dụng lên ổ bi định vị trục này theo chiều dọc trục (ổ chặn). Điều kiện cân bằng các lực dọc trục trên trung trung gian là:

$$\frac{tg\beta_a}{d_{\omega a}} = \frac{tg\beta_i}{d_{\omega i}} = \frac{tg\beta_4}{d_{\omega 4}} = \frac{tg\beta_3}{d_{\omega 3}} = \cdots \qquad (4.4)$$

trong đó $d_{\omega a}$ là đường kính vòng tròn cơ sở của bánh răng dẫn động trục trung gian, các chỉ số 3, 4, ... ứng với các cặp bánh răng của các số 3, 4, ... Trên thực tế, cho phép tồn tại một phần nhỏ của lực dọc trục (độ dư lực dọc trục) có cùng một hướng ở mọi tay số. Theo điều kiện 4.4, nếu trong hộp số tất cả các bánh răng đều là bánh răng nghiêng thì góc nghiêng β sẽ giảm dần ở các số truyền thấp. Trong một số trường hợp để thuận tiện cho việc gia công chế tạo bánh răng, người ta có thể chọn góc nghiêng β giống nhau cho một vài cặp bánh răng gần nhau trong hộp số, khi đó buộc phải chấp nhận độ dư lực dọc trục tương đối lớn. Nếu trong hộp số sử dụng các bánh răng thẳng ở tay số 1 và tay số lùi thì lực dọc trục trên bánh răng dẫn động trục trung gian sẽ không được cân bằng. Tuy nhiên, trong trường hợp này sẽ không có lực dọc trục trên trục thứ cấp.

3.2.4- Số răng z

a)- Hộp số hai trục

Đối với hộp số hai trục, tỷ số truyền của hộp số ở tay số i bất kỳ i_{hi} được tạo bởi một cặp bánh răng duy nhất, nên sau khi đã lựa chọn được a_ω, m và β có thể tính số răng của các bánh răng chủ động z_i trong các cặp bánh răng như sau:

$$z_1 = \frac{2a_\omega \cos\beta_1}{m_n(1+i_{h1})} \; ; \; z_2 = \frac{2a_\omega \cos\beta_2}{m_n(1+i_{h2})} \; ; \; \ldots \qquad (4.5)$$

Số răng của các bánh răng bị động z_i':

$$z_1' = z_1 i_{h1} \; ; \; z_2' = z_2 i_{h2} \; ; \ldots$$

Nếu bánh răng có dịch chỉnh với hệ số dịch chỉnh tổng $x_\Sigma \neq 0$ thì số răng của các bánh răng chủ động được tính:

$$z_i = \frac{2(a_\omega + x_\Sigma m_n)\cos\beta_i}{m_n(1+i_{hi})} \qquad (4.6)$$

với $x_\Sigma = x_1 + x_2$, x_1 và x_2 là hệ số dịch chỉnh của các bánh răng chủ động và bị động tương ứng.

b)- Hộp số ba trục

Đối với các hộp số 3 trục, mỗi tay số (trừ số lùi và số truyền thẳng) được tạo nên bởi 2 cặp bánh răng: cặp bánh răng dẫn động trục trung gian với tỷ số truyền i_a và cặp bánh răng nối trục trung gian với trục thứ cấp có tỷ số truyền i_i (xem hình 4.5):

$$i_a = \frac{z_a'}{z_a} \; ; \; i_i = \frac{z_i'}{z_i}$$

và tỷ số truyền của hộp số ở tay số i là: $i_{hi} = i_a i_i$.

Như vậy, ở đây cần giải quyết bài toán phân chia tỷ số truyền cho các cặp bánh răng. Trong một hộp, số tỷ số truyền i_a của cặp bánh răng dẫn động trục trung gian là

không thay đổi, ở các tay số truyền khác nhau chỉ có giá trị i_i thay đổi. Vì vậy, người ta thường chọn trước i_a rồi từ đó tính i_i. Trong khi lựa chọn i_a cần đảm bảo các yêu cầu sau:

- bánh răng chủ động của cặp truyền nối trục trung gian với trục thứ cấp ở tay số I phải có kích thước đủ lớn để đảm bảo độ cứng vững của trục trung gian, số răng tối thiểu của bánh răng này không nhỏ hơn 12 theo điều kiện đảm bảo chất lượng ăn khớp;
- bánh răng trên trục sơ cấp (bánh răng chủ động trong cặp dẫn động trục trung gian) cần có kích thước đủ lớn để đảm bảo đủ chỗ cho ổ bi đỡ đầu trước của trục thứ cấp theo yêu cầu;
- đường kính ngoài của bánh răng trên trục sơ cấp không được lớn hơn kích thước lỗ lắp ổ bi đỡ trục trên vỏ hộp số để tạo điều kiện tháo lắp dễ dàng (kích thước của lỗ bị giới hạn bởi độ cứng vững của vỏ hộp số.

Ngoài ra, khi phân bố tỷ số truyền ở tay số I nên chọn sao cho cặp bánh răng nối trục trung gian với trục thứ cấp có tỷ số truyền lớn hơn: $i_1 > i_a$. Đối với các hộp số ba trục việc phân bố tỷ số truyền ở tay số I đáp ứng được các yêu cầu trên nếu chọn số răng của bánh răng chủ động trên trục trung gian trong khoảng sau (z_{cd1}, xem hình 4.1- a): đối với các hộp số ôtô con ($i_1 = 3,5 \div 3,8$): $z_{cd1} = 15 \div 17$; hộp số ôtô tải ($i_1 = 6 \div 8$): $z_{cd1} = 12 \div 16$. Các giá trị nhỏ của z_{cd1} trong khoảng chọn ứng với các hộp số có giá trị i_{i1} lớn và các bánh răng truyền số I có mô đun lớn.

Sau khi lựa chọn được i_a và i_i ta tính số răng của các cặp tương tự như đối với hộp số hai trục.

3.2.5- Bề rộng răng b

Độ cứng vững của hộp số, tuổi thọ của các bánh răng và các ổ bi và hệ số sử dụng vật liệu hợp lý được tạo nên nhờ các tỷ lệ thích hợp giữa các phần tử chính của hộp số. Vì vậy, bề rộng răng, chiều dài hộp số và các kích thước bao của các trục và các ổ được lựa chọn theo khoảng cách trục với những tỷ lệ xác định.

Bề rộng làm việc của răng:

$$b_\omega \approx (0,19 \div 0,23)a_\omega \qquad (4.7)$$

Giá trị trung bình đối với các hộp số 3 trục: $b_\omega \approx 0,22a_\omega$. Đối với cặp bánh răng cuối cùng (tính theo đường truyền công suất) của hộp số phụ sau trong hộp số nhiều cấp: $b_\omega \approx (0,3 \div 0,4)a_\omega$.

Độ dài của hộp số ôtô tải tính theo phần vỏ thông thường không vượt quá $3\,a_\omega$ - đối với hộp số 5 cấp; $2,7\,a_\omega$ - đối với hộp số 4 cấp. Đối với hộp số ôtô du lịch thông số này không lớn hơn $3\,a_\omega$ đối với hộp số 4 cấp.

Giảm độ dài của hộp số bằng cách giảm bề rộng làm việc của bánh răng là không hợp lý vì trong trường hợp này sẽ phải tăng khoảng cách trục để giảm các lực tác dụng lên các bánh răng, điều này sẽ dẫn tới việc tăng khối lượng của hộp số. Việc giảm bề rộng răng cũng làm mất đi ưu điểm chính của các bánh răng nghiêng là độ êm dịu làm việc do hệ số trùng khớp dọc trục ε_β bị giảm. Có thể bù sự giảm ε_β bằng cách tăng góc nghiêng răng β tuy nhiên, điều này sẽ làm tăng lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi. Nếu

chọn bề rộng làm việc của bánh răng quá lớn thì cũng không hợp lý vì khi đó chiều dài của hộp số sẽ tăng lên và để đảm bảo khối lượng của hộp số không thay đổi thì phải giảm khoảng cách trục. Điều này dẫn đến sự giảm độ cứng của các trục và giảm đường kính vành ngoài của các ổ, trong khi tải tác dụng lên các trục và ổ lại tăng lên. Vì những lý do trên, việc chọn khoảng cách trục theo công thức 4.7 là hợp lý trong điều kiện chất lượng của các ổ bi và các vật liệu chế tạo cũng như trình độ công nghệ hiện nay.

3.2.6- Dịch chỉnh

Dịch chỉnh các bánh răng trong hộp số nhằm đạt được những mục đích sau:

- đảm bảo khoảng cách trục đã cho theo yêu cầu với các thông số m_n và β đã chọn;
- tăng độ bền và độ bền lâu của các bánh răng;
- khắc phục hiện tượng cắt chân răng khi bánh răng chủ động có z nhỏ (dưới 17).

Việc lựa chọn các hệ số dịch chỉnh của các bánh răng chủ động và bị động và tổng của chúng cần tuân thủ theo những quy luật nhất định.

Cần lưu ý rằng, quy trình tính toán trên đây mang tính chất lý thuyết. Trên thực tế, trong quá trình tính toán cần có chỉnh lý điều chỉnh các thông số. Chẳng hạn, khi tính số răng z theo công thức 4.5 kết quả thu được thường không phải là số nguyên nên cần được làm tròn số. Như vậy, các thông số đã chọn trước đó (a_ω, m_n và β) cũng phải thay đổi theo. Tuy nhiên, khoảng cách trục a_ω là chung cho tất cả các cặp bánh răng nên không được phép thay đổi. Vì vậy, để đảm bảo a_ω cần lựa chọn lại các thông số khác. Thông thường, vấn đề này được giải quyết theo một trong 2 hướng sau:

- Nếu bánh răng không dịch chỉnh, cần phải chọn lại góc β theo công thức:

$$\beta_1 = \arccos\left[\frac{z_1 m_n (1 + i_{h1})}{2a_\omega}\right]$$

trong đó, các thông số z, a_ω, m_n và i_h đã chọn trước. Góc β tính được phải nằm trong phạm vi cho phép.

- Trong trường hợp bánh răng có dịch chỉnh với $x_\Sigma \neq 0$ thì nên thay đổi x_Σ để đảm bảo được a_ω đã cho:

$$a_\omega + x_\Sigma m_n = \frac{z_i m_n (1 + i_{hi})}{2\cos\beta_i}$$

trong đó, các thông số z, β, m_n và i_h đã chọn trước.

4. Tính bền hộp số

4.1- Chế độ tải tính toán

Các chi tiết của hộp số có thể được tính bền theo mô men cực đại của động cơ hoặc mô men bám. Vì vậy, mô men tính toán M_T được chọn từ giá trị nhỏ hơn tính được từ 2 công thức sau:

$$M_T = M_{e\max} i_T \;;$$

$$M_T = \frac{\varphi G_\varphi r_{bx}}{i_T^*} \;;$$

trong đó i_T là tỷ số truyền tính từ động cơ tới chi tiết đang xét, i_T^* là tỷ số truyền từ chi tiết đang xét tới bánh xe chủ động.

4.2- Tính bền bánh răng

Các bánh răng được tính kiểm tra bền theo 3 trường hợp: bền chống uốn (chống gãy chân răng), bền tiếp xúc (khả năng chống mài mòn) và bền lâu (bền mỏi).

4.2.1- Tính bền theo ứng suất uốn

Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm được tính theo công thức:

$$\sigma_u = k_d k_{ms} k_c k_{tp} k_{gc} \frac{P}{b\pi m_n y k_\beta} \qquad (4.8)$$

Trong công thức trên sử dụng các ký hiệu sau:

P- lực tiếp tuyến tác dụng lên bánh răng:

$$P = 2\frac{M_T}{zm_t};$$

b- bề rộng răng;

m_n- mô đun pháp tuyến;

y- hệ số dạng chân răng, phụ thuộc chủ yếu vào hệ số dịch chỉnh và được tra theo đồ thị (y = 0,07 ÷ 0,16);

k_β- hệ số ảnh hưởng của độ trùng khớp, phụ thuộc chủ yếu vào độ trùng khớp ε, được tra theo đồ thị (k_β = 1 ÷ 1,9);

k_d- hệ số tải động (xem chương 2);

k_{ms}- hệ số ảnh hưởng của ma sát:

k_{ms} = 1,1 đối với bánh răng chủ động;

k_{ms} = 0,9 đối với bánh răng bị động;

k_c- hệ số tính đến độ cứng vững của trục và phương pháp lắp đặt:

k_c = 1,2 đối với bánh răng công xôn trên trục sơ cấp;

k_c = 1,1 đối với bánh răng di trượt trên trục thứ cấp;

k_c = 1,0 đối với bánh răng luôn ăn khớp;

k_{tp}- hệ số tải trọng động phụ do sai số công nghệ: k_{tp} = 1,2 ÷ 1,3;

k_{gc}- hệ số tập trung ứng suất tại góc lượn chân răng

k_{gc} = 1,0 đối với răng có mài góc lượn;

k_{gc} = 1,1 đối với răng không mài góc lượn;

Để đảm bảo điều kiện bền, ứng suất tính được phải thoả mãn công thức:

$$\sigma_u \le \frac{\sigma_g}{1{,}3}$$

σ_g - ứng suất gây nên gãy (theo sức bền vật liệu).

Ứng suất uốn răng của các bánh răng hộp số thường nằm trong phạm vi giới hạn sau:

- ở các tay số 1 và 2: 350 ÷ 850 MPa;
- ở các tay số 3, 4 và 5: 150 ÷ 400 MPa;
- ở tay số lùi: 300 ÷ 1200 MPa,

Trong các số liệu trên mức dưới ứng với các bánh răng hộp số ôtô con.

4.2.2- Tính bền theo ứng suất tiếp xúc

Để tính ứng suất tiếp xúc cho các bánh răng người ta sử dụng công thức Hertz viết cho trường hợp tiếp xúc 2 hình trụ có bán kính ρ_1 và ρ_2:

$$\sigma_{tx} = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}$$

trong đó:

q_n- cường độ tải pháp tuyến (lực trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc);

ρ- bán kính cong tương đương:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$ (dấu " - " ứng với trường hợp tiếp xúc trong).

Z_M- hệ số cơ tính vật liệu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

với μ là hệ số poát xông, E là mô đun đàn hồi tương đương của vật liệu:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

Nếu lấy $\mu = 0{,}3$ ta có:

$$\sigma_{tx} = 0{,}418\sqrt{\frac{q_n E}{\rho}}$$

Thông thường các cặp bánh răng được làm với cùng một vật liệu, khi đó:

$$\sigma_{tx} = 0{,}418\cos\beta\sqrt{\frac{PE}{b\sin\alpha_\omega\cos\alpha_\omega}\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right)} \qquad (4.9)$$

trong đó:

β- góc nghiêng răng;

P- lực tiếp tuyến;

b- bề rộng răng;

r_1, r_2- bán kính vòng lăn của các bánh răng;

α_ω- góc ăn khớp.

Ứng suất tiếp xúc đối với các bánh răng hộp số ôtô thường nằm trong khoảng:

1500 ÷ 3000 MPa đối với bánh răng thẳng;

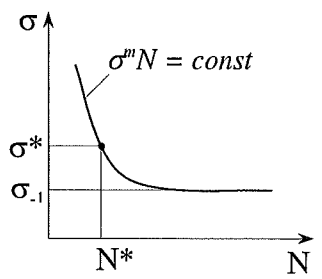
1000 ÷ 2500 MPa đối với bánh răng nghiêng.

4.2.3- Phương pháp tính bền theo mỏi

Cơ sở để tính bền mỏi chi tiết là đường cong mỏi được xây dựng bằng thực nghiệm trong phòng thí nghiệm với điều kiện lý tưởng: chu kỳ ứng suất là đối xứng có biên độ không đổi. Tuy nhiên, trong điều kiện làm việc thực tế các chi tiết phải chịu tải luôn luôn thay đổi theo quy luật ngẫu nhiên, nên việc xác định ứng suất tính toán và sử

dụng đường cong mỏi là rất khó khăn. Vì vậy, ở đây chỉ trình bày phương pháp tính toán chung theo các bước sau:

- Từ điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết, xác định ứng suất tương đương σ_{td} mà chi tiết phải chịu trong quá trình làm việc.
- Xác định ứng suất tính toán σ^* bằng cách quy đổi ứng suất σ_{td} về điều kiện tương tự như điều kiện xây dựng đường cong mỏi (chu kỳ đối xứng, biên độ không đổi).
- Từ σ^* sử dụng đường cong mỏi để xác định số chu kỳ chịu tải N* cho tới khi xuất hiện hư hỏng do mỏi. Nếu $\sigma^* < \sigma_{-1}$ thì không có nguy cơ hỏng do mỏi.



Hình 4.6- Đường cong mỏi

- Tìm quãng đường xe chạy S* tương ứng với số chu kỳ chịu tải N*:

$$S^* = \frac{2\pi r_{bx} N^*}{1000ai} \qquad (4.10)$$

trong đó:

a- số chu kỳ chịu tải trong một vòng quay của bánh răng;

i- tỷ số truyền tính từ bánh răng tới bánh xe chủ động.

- Trên thực tế chi tiết đang xét có thể chỉ làm việc ở một hoặc vài tay số, nên cần tính quãng đường xe chạy thực tế S_{tt}:

$$S_{tt} = kS^*$$

với k là hệ số quy dẫn.

- Chi tiết được coi là đủ bền theo mỏi nếu:

$$S_{tt} > [S]$$

với [S] là quãng đường định mức xe chạy giữa 2 kỳ đại tu.

4.3- Tính trục hộp số

4.3.1- Tính chọn sơ bộ kích thước trục

Trong khi thiết kế, có thể chọn sơ bộ kích thước các trục như sau:

- Trục sơ cấp:

$$d_1 = 10{,}6\sqrt[3]{M_{e\max}} \text{ , mm} \qquad (4.11)$$

trong đó d_1- đường kính trục sơ cấp, M_{emax} mô men cực đại của động cơ tính theo Nm;

- Trục trung gian:

$$d_2 = 0{,}45a_\omega \text{ , mm} \qquad (4.12)$$

với d_2 là đường kính trục trung gian, a_ω là khoảng cách trục (mm). Để đảm bảo độ cứng vững của trục cần thoả mãn điều kiện:

$$\frac{d_2}{l_2} = 0{,}16 \div 0{,}18 \qquad (4.13)$$

với l_2 là độ dài của trục trung gian.

- Trục thứ cấp được tính tương tự như trục trung gian:

$$d_2 = 0{,}45a_\omega \text{ , mm} \qquad (4.14)$$

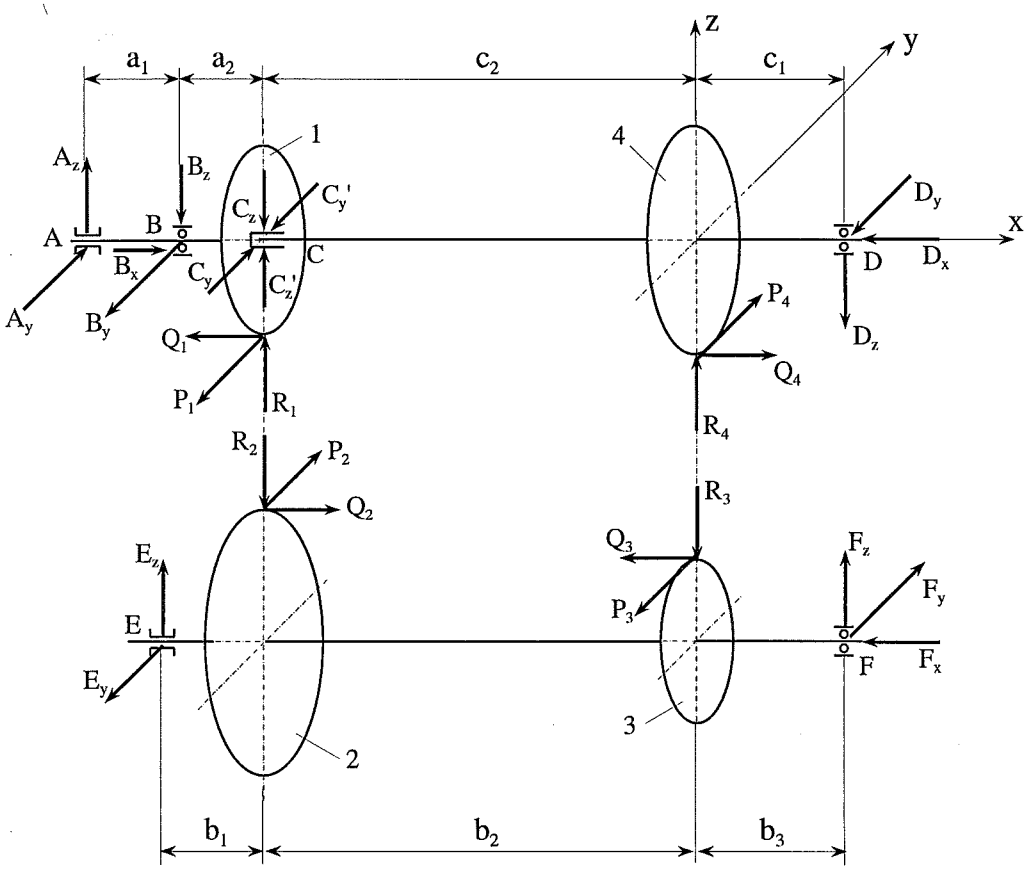
$$\frac{d_2}{l_2} = 0{,}18 \div 0{,}21 \qquad (4.15)$$

với với d_3 là đường kính trục thứ cấp và l_3 là độ dài trục.

Trục được tính bền theo 3 trường hợp: bền tĩnh, bền mỏi và độ cứng vững.

4.3.2- Tính bền trục

Sơ đồ lực tác dụng lên các bánh răng và các gối đỡ được thể hiện trên hình 4.7.



Hình 4.7- Sơ đồ lực tác dụng trên các trục hộp số

Các lực tác dụng tại vết ăn khớp của các bánh răng được tính như sau:

- lực tiếp tuyến:

$$P_i = \frac{2M_{Ti}}{zm_T}$$

- lực hướng kính:

$$R_i = P_i \frac{tg\alpha_\omega}{\cos\beta_i}$$

- lực hướng trục:

$$Q_i = P_i tg\beta_i$$

Đối với hộp số 3 trục bố trí đồng trục như trường hợp thể hiện trên sơ đồ, khi tính các lực tác dụng lên các ổ bi cần bắt đầu tính toán từ trục thứ cấp để xác định các phản lực tại các ổ bi sau đó mới tính cho các trục còn lại.

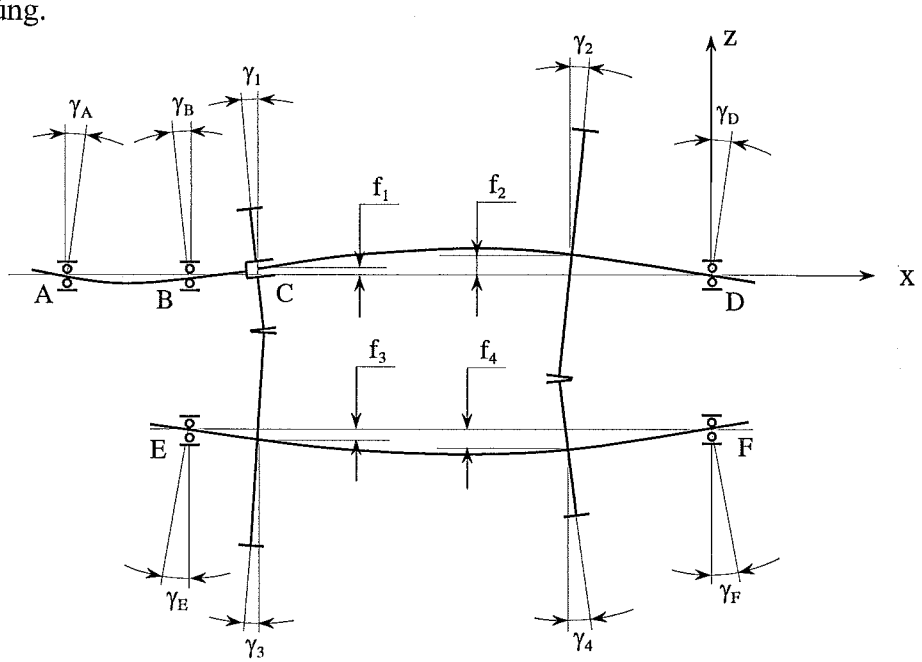
Các trục hộp số được tính kiểm tra bền theo ứng suất uốn σ và xoắn τ tại tiết diện nguy hiểm theo sức bền vật liệu. Điều kiện bền được lấy hệ số an toàn theo giới hạn chảy:

$$n_{ch} = \frac{\sigma_{ch}}{\sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_{ch}}{\tau_{ch}}\right)^2 \tau^2}} \geq 3 \qquad (4.16)$$

trong đó σ_{ch} và τ_{ch} là ứng suất uốn và xoắn theo giới hạn chảy.

4.3.3- Tính độ võng và góc xoay trục

Độ võng và góc xoay đặc trưng cho độ cứng vững của trục. Trên hình 4.8 thể hiện sơ đồ biến dạng các trục hộp số khi chịu tải trong mặt phẳng xoz. Độ võng trục f làm tăng khoảng cách trục của cặp bánh răng, giảm độ trùng khớp. Góc xoay bề mặt bánh răng làm sai lệch điều kiện ăn khớp giữa các răng, tăng ứng suất trong các răng. Tất cả những điều trên ảnh hưởng xấu tới điều kiện làm việc của các bánh răng và tuổi thọ của chúng.



Hình 4.8- Sơ tính toán độ võng trục

Độ võng cho phép được xác định theo điều kiện đảm bảo độ trùng khớp: ε > 1 khi có mô men cực đại tác dụng. Thông thường, độ võng trục không quá 0,1 mm.

Góc xoay bề mặt bánh răng nằm trong giới hạn 0,001 ÷ 0,002 rad.

Độ võng của trục sơ cấp tại bánh răng 1 f_1 được xác định theo công thức:

$$f_1 = (R_1 + C_z')\frac{a_2^2(a_1 + a_2)}{3EJ} - Q_1\frac{r_1 a_2(2a_1 + 3a_2)}{6EJ} \qquad (4.17)$$

với r_1 là bán kính vòng chia của bánh răng 1.

Góc nghiêng trục tại vị trí bánh răng 1:

$$\gamma_1 = (R_1 + C_z')\frac{a_2(2a_1 + 3a_2)}{6EJ} - Q_1\frac{r_1(a_1 + 3a_2)}{3EJ} \qquad (4.18)$$

Như vậy, có thể thấy rằng để nâng cao độ cứng vững của trục sơ cấp cần bố trí ổ bi B gần với bánh răng và chọn góc nghiêng răng sao cho lực Q_1 hướng về phía động cơ.

Độ võng trục thứ cấp tại vị trí bánh răng 4:

$$f_4 = R_4\frac{c_1^2 c_2^2}{3(c_1 + c_2)EJ} - Q_4\frac{c_1 c_2(c_1 - c_2)r_4}{3(c_1 + c_2)EJ} \qquad (4.19)$$

Góc nghiêng của tiết diện trục tại bánh răng 4:

$$\gamma_4 = R_4\frac{c_1 c_2(c_1 - c_2)}{3(c_1 + c_2)EJ} - Q_4\frac{c_2^2 - c_1 c_2 + c_1^2}{3(c_1 + c_2)EJ}r_4 \qquad (4.20)$$

trong đó r_4 là bán kính vòng chia của bánh răng 4.

Độ võng và góc xoay tại các vị trí khác và trong mặt phẳng yox được tính toán tương tự như trên. Độ võng tổng được tính như sau:

$$f_\Sigma = f_{zox} + f_{yox}$$

với f_{zox} là độ võng trong mặt phẳng zox và f_{yox} là độ võng trong mặt phẳng yox.

4.4- Tính chọn ổ bi

Ổ bi được lựa chọn theo hệ số khả năng làm việc của nó:

$$C = R_{td}K_1K_dK_T(n_{tt}h)^{0,3} \qquad (4.21)$$

trong đó:

K_1- hệ số kể đến vòng nào của ổ quay:

- đối với ổ bi cầu: K_1 =1 nếu vòng trong quay; K_1 =1,1 nếu vòng ngoài quay;
- đối với các loại ổ bi khác: K_1 =1,35;

K_d- hệ số tải trọng động

- đối với các ổ từ hộp số đến bánh răng chủ động của truyền lực chính: K_d = 1;
- đối với các ổ từ truyền lực chính trở đi: K_d = 1,5;

K_T- hệ số ảnh hưởng của chế độ nhiệt đến độ bền lâu của ổ bi: nếu ổ bi làm việc ở nhiệt độ dưới 398°K thì lấy K_T = 1;

n_{tt}- số vòng quay tính toán của ổ (v/ph) tương ứng với tốc độ chuyển động trung bình v_{TB} của ôtô ở số truyền thẳng (đối với ôtô con: v_{TB} = 35 - 40 km/h, ôtô tải: v_{TB} = 30 - 35 km/h);

h- thời gian làm việc của ổ tính theo giờ, được xác định trên cơ sở vận tốc chuyển động trung bình của ôtô v_{TB} và quãng đường xe chạy giữa 2 kỳ đại tu [S]:

- [S] = 100.000 km đối với ôtô con loại nhỏ;
- [S] = 160.000 km đối với ôtô con loại trung bình và lớn;
- [S] = 160.000 km đối với ôtô tải;
- [S] = 160.000 km đối với ôtô chở khách;

R_{td}- lực tương đương tác dụng lên ổ, được tính như sau:

$$R_{td} = \sqrt[3,33]{\alpha_1\beta_1 R_{q1}^{3,33} + \alpha_2\beta_2 R_{q2}^{3,33} + \cdots + \alpha_n\beta_n R_{qn}^{3,33}} \qquad (4.22)$$

ở đây:

α_i- hệ số thời gian làm việc của ổ bi ở số truyền i;

β_i- hệ số tính đến số vòng quay làm việc của ổ ở tay số truyền i:

$$\beta_i = \frac{n_i}{n_{TB}}$$

với n_i- số vòng quay làm việc ở tay số truyền i, n_{TB}- số vòng quay làm việc trung bình ở tay số truyền cơ bản (tay số truyền làm việc nhiều nhất);

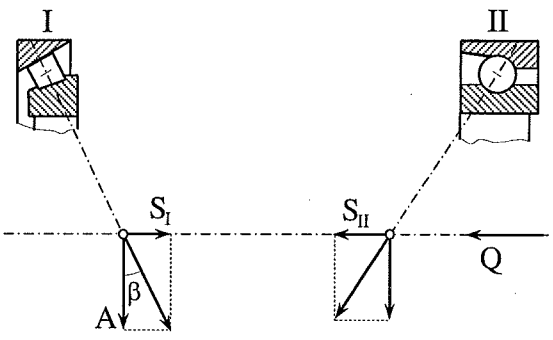
R_{qi}- tải trọng quy dẫn hướng kính tác dụng lên ổ ở tay số truyền i:

$$R_{qi} = A + m(Q - S_I + S_{II}) \qquad (4.23)$$

với A- tải hướng kính tác dụng lên ổ; Q- tải chiều trục tác dụng lên ổ; m- hệ số qui dẫn lực chiều trục về lực hướng kính; S_I, S_{II}- lực chiều trục sinh ra do tác dụng của lực hướng kính (hình 4.9), Các lực này được tính như sau:

$$S = 1,3Atg\beta$$

với β là góc tiếp xúc giữa các chi tiết lăn.



Hình 4.9

Khi tính toán theo tải tĩnh, mô men tính toán được lấy bằng mô men cực đại tác dụng trên chi tiết, còn khi tính bền theo mỏi thì mô men tính toán được tính như sau:

$$M_{tt} = \alpha M_{e\max} \qquad (4.24)$$

trong đó α là hệ số sử dụng mô men và được xác định theo công suất riêng của ôtô:

$$\alpha = 0,96 - 0,136.10^{-2} N_r + 0,41.10^{-6} N_r^2$$

với N_r là công suất riêng:

$$N_r = \frac{N_{e\max}}{m} \quad (KW/tấn)$$

ở đây m là khối lượng ôtô.

CHƯƠNG 5
HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC VÔ CẤP

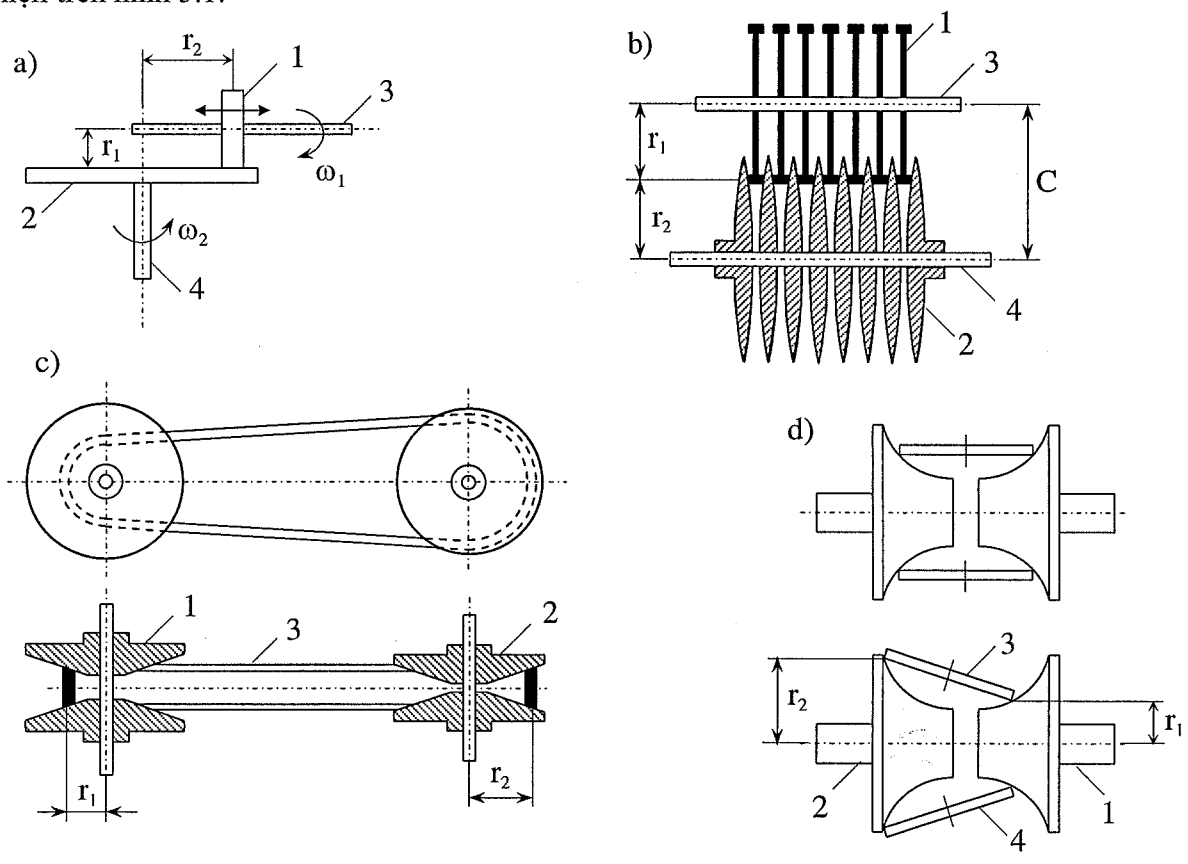
1. Phân loại hệ thống truyền lực vô cấp

Hệ thống truyền lực vô cấp có bộ phận biến đổi mô men có thể thay đổi tỷ số truyền một cách liên tục. Với HTTL này, mô men trên trục ra thay đổi một cách liên tục trong phạm vi của vùng điều chỉnh. Tuy nhiên, nếu vùng điều chỉnh này không đủ rộng để đáp ứng yêu cầu về điều kiện làm việc của ôtô thì người ta kết hợp bộ biến đổi mô men với một hộp số có cấp (hoặc hộp giảm tốc).

Trên ôtô ta có thể gặp các dạng hệ thống truyền lực vô cấp sau:

- Hệ thống truyền lực cơ khí;
- Hệ thống truyền lực thuỷ cơ;
- Hệ thống truyền lực thuỷ tĩnh;
- Hệ thống truyền lực điện cơ.

Có nhiều dạng HTTL cơ khí vô cấp, nhưng được sử dụng phổ biến hơn cả trên ôtô là truyền động bằng ma sát. Sơ đồ nguyên lý của một số dạng truyền lực ma sát được thể hiện trên hình 5.1.



Hình 5.1- *Sơ đồ nguyên lý các hệ thống truyền lực cơ khí vô cấp.*

a)- Sơ đồ nguyên lý truyền lực ma sát; b)- Truyền lực tiếp xúc nhiều điểm; c)- truyền lực đai; d)- truyền lực bằng các đĩa lăn.

Nguyên lý chung của truyền lực vô cấp bằng ma sát được thể hiện trên hình 5.1-a: mô men được truyền từ đĩa chủ động 1 sang đĩa bị động 2 nhờ lực ma sát tại điểm tiếp xúc giữa hai đĩa. Để thay đổi tỷ số truyền, người ta thay đổi bán kính làm việc r_2 bằng

cách bố trí cho đĩa chủ động có thể trượt được dọc trên trục 3 của nó. Như vậy, ta có tỷ số truyền của truyền động là:

$i = \frac{r_2}{r_1}$ thay đổi được một cách liên tục trong vùng điều chỉnh của nó.

Truyền lực ma sát vô cấp có thể phân thành ba nhóm như sau: truyền lực đai; truyền lực tiếp xúc nhiều điểm; truyền lực bằng các đĩa lăn.

Truyền lực đai được thể hiện trên hình 5.1-c, nó bao gồm dây đai tiết diện hình thang 3 và hai pu li đặc biệt 1 và 2. Mỗi pu li được chế tạo thành hai nửa riêng biệt và được lắp ráp sao cho trong quá trình làm việc các nửa này có thể trượt dọc trục làm thay khoảng cách giữa chúng. Nếu khoảng cách giữa hai mửa pu li rộng ra thì dây đai sẽ lọt sâu vào trong lòng pu li và vì vậy bán kính làm việc sẽ giảm xuống. Ngược lại khi hai nửa pu li bị ép lại gần nhau thì dây đai sẽ bị đẩy xa ra khỏi trục, nghĩa là bán kính làm việc tăng lên. Chẳng hạn, nếu khoảng cách giữa 2 nửa của pu li chủ động 1 rộng ra thì bán kính làm việc r_1 sẽ nhỏ đi, đồng thời do khoảng cách giữa các trục không đổi, nên lúc này hai nửa của lu li bị động 2 sẽ bị ép lại gần nhau làm tăng bán kính làm việc r_2. Với nguyên lý hoạt động như vậy, tỷ số truyền của truyền động có thể được thay đổi một cách liên tục trong vùng điều chỉnh của nó.

Truyền lực tiếp xúc nhiều điểm được thể hiện trên sơ đồ hình 5.1-b. Trên các trục 3 và 4 người ta bố trí các đĩa truyền 1 và 2. Các đĩa 1 có dạng phẳng, bên ngoài có vành tiếp xúc tiết diện chữ nhật, còn các đĩa 2 có tiết diện cong. Các trục 3 và 4 có thể di chuyển làm thay đổi khoảng cách giữa chúng, nhờ đó mà tỷ số truyền thay đổi được một cách liên tục. Do các đĩa có thể di chuyển được dọc trục, nên điều kiện tiếp xúc giữa chúng luôn luôn được bảo đảm.

Truyền lực bằng các đĩa lăn có nhiều dạng cấu tạo khác nhau, một trong những dạng điển hình được thể hiện trên hình 5.1-d. Mô men được truyền từ phần chủ động 1 sang phần bị động 2 qua các đĩa 3 và 4. Tuỳ theo góc nghiêng của các đĩa này mà bán kính làm việc r_1 và r_2 thay đổi làm thay đổi tỷ số truyền của truyền động một cách liên tục.

Nhược điểm chung lớn nhất của các dạng truyền lực ma sát vô cấp là việc truyền mô men được thực hiện nhờ áp suất rất lớn tại các bề mặt tiếp xúc. Hơn nữa, một điều không tránh khỏi trong truyền lực ma sát là hiện tượng trượt giữa phần chủ động và phần bị động gây tổn hao công suất và làm các chi tiết chóng mòn. Muốn giảm áp suất lên các bề mặt làm việc thì phải tăng diện tích tiếp xúc, nghĩa là tăng kết cấu của truyền động làm cho nó trở nên cồng kềnh. Vì những lý do trên, truyền lực vô cấp bằng ma sát thường chỉ được sử dụng trên các loại xe gắn máy hay trên một số ôtô công suất nhỏ.

Hiện nay, trong số các dạng truyền lực cơ khí vô cấp, truyền lực đai được các nhà thiết kế ôtô quan tâm nhiều nhất và đã được sử dụng trên một số loại ôtô công suất nhỏ. Đặc biệt, trong thời gian gần đây sự xuất hiện của dây đai bằng kim loại đã cho phép tăng công suất truyền và làm cho dạng truyền lực này trở nên có tương lai hơn trên các loại ôtô du lịch.

Trong số các hệ thống truyền lực vô cấp kể trên thì truyền lực thuỷ cơ là được sử dụng rộng rãi hơn cả.

2. Hộp số thuỷ cơ

2.1- Những yêu cầu cơ bản và phân loại

Hộp số thuỷ cơ (HSTC) bao gồm bộ truyền thuỷ động (ly hợp hoặc biến mô thuỷ lực), hộp số cơ khí có cấp và hệ thống thuỷ lực điều khiển.

Ngoài các yêu cầu chung đối với hộp số, hộp số thuỷ cơ cần đáp ứng những yêu cầu sau:

- có số tay số và dải thay đổi tỷ số truyền đủ rộng để đảm bảo được tính năng động lực học của xe;
- có hiệu suất cao trong các chế độ làm việc chính của ôtô để đảm bảo tính kinh tế nhiên liệu;
- có khả năng tự động hoá quá trình sang số nhằm đơn giản hoá quá trình điều khiển ôtô và tránh được những sai sót có thể do người lái gây nên.

Hộp số thuỷ cơ được phân loại theo các dấu hiệu sau:

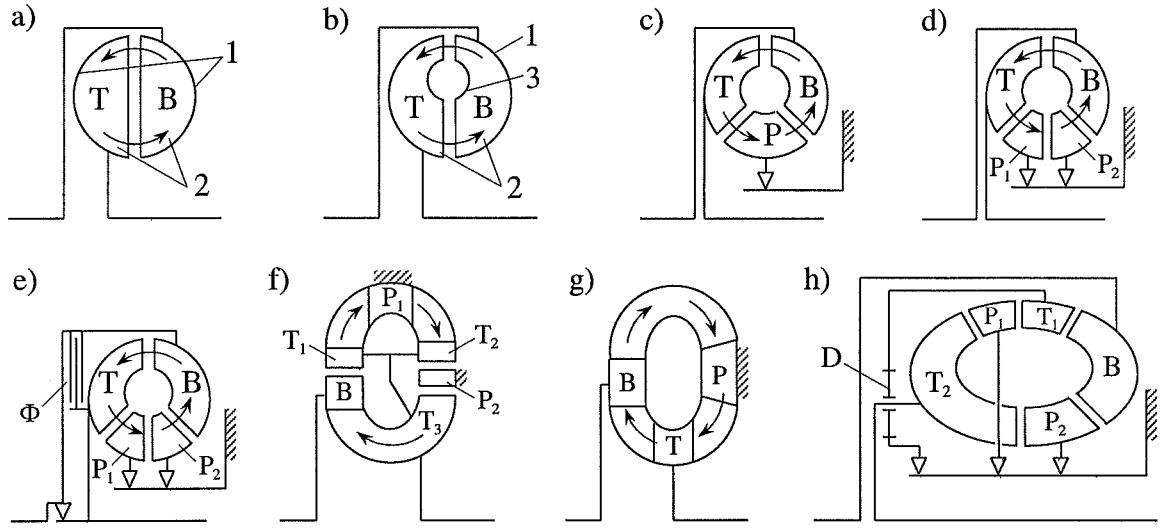
- theo dạng truyền động thuỷ động: ly hợp hoặc biến mô thuỷ lực;
- theo số dòng truyền công suất của động cơ qua hộp số: một dòng, hai dòng, ... ;
- theo dạng hộp số cơ khí: trục cố định, hành tinh, hoặc hỗn hợp;
- theo mức độ tự động hoá quá trình sang số: bằng tay, bán tự động, tự động.

2.2- Truyền lực thuỷ động

2.2.1- Các dạng truyền lực thuỷ động

Truyền động thuỷ động được phân thành hai loại tuỳ theo khả năng biến đổi mô men của nó: ly hợp thuỷ lực và biến mô thuỷ lực.

Trên các ôtô thường sử dụng các ly hợp thuỷ lực không điều chỉnh có vòng tuần hoàn đối xứng với các cánh hướng kính (hình 5.2). Vòng tuần hoàn của chất lỏng trong ly hợp được tạo bởi vỏ 1 và các cánh thẳng 2 của các bánh công tác (hình 5.2-a). Trong một số trường hợp, cấu tạo ly hợp có thể có dạng như thể hiện trên hình 5.2-b với một khoang rỗng phía bên trong. Trên các sơ đồ vòng tuần hoàn chất lỏng trong ly hợp được thể hiện bằng các mũi tên.



Hình 5.2- *Sơ đồ các dạng truyền động thuỷ động*

Ly hợp thuỷ lực có ưu điểm là có thể thay đổi tỷ số truyền một cách liên tục, có khả năng truyền tải năng lượng lớn, cấu tạo đơn giản, giá thành sản xuất thấp, dễ sử dụng và bảo dưỡng, sửa chữa. Tuy nhiên, nhược điểm chính của ly hợp là không có khả năng biến đổi mô men đã hạn chế phạm vi sử dụng của nó trên các hộp số thuỷ cơ ôtô. Hơn nữa ly hợp còn có một số nhược điểm khác như: hiệu suất rất thấp ở vùng làm

việc có tỷ số truyền nhỏ, độ nhạy quá cao ảnh hưởng xấu đến đặc tính làm việc kết hợp với động cơ đốt trong.

Biến mô thuỷ lực được phân loại theo chiều quay của các bánh bơm và bánh tua bin, theo số lượng bánh tua bin, theo cách bố trí các bánh phản ứng.

Theo chiều quay của các bánh công tác biến mô được phân thành 2 loại: biến mô thuận và biến mô nghịch. Trong biến mô thuận, dòng chất lỏng trong khoang công tác đi qua các bánh theo trình tự sau: bánh bơm (B), bánh tua bin (T), bánh phản ứng (P) (hình 5.2- c). Trong các biến mô nghịch, bánh phản ứng được lắp giữa bánh bơm và bánh tua bin (hình 5.2- g). Biến mô nghịch chỉ được sử dụng trên ôtô trong các trường hợp hộp số thuỷ cơ có 2 dòng công suất.

Theo số lượng bánh tua bin, biến mô được phân thành các loại: một cấp (có một bánh tua bin), nhiều cấp (có hai hoặc nhiều bánh tua bin). Trong các biến mô nhiều cấp, sau mỗi bánh tua bin có bố trí một bánh phản ứng, trừ bánh tua bin cuối cùng (hình 5.2- f, h). Các bánh tua bin của biến mô nhiều cấp thường được nối cứng với nhau. Chúng có thể được nối với nhau nhờ vành 2 nằm trong lòng biến mô (hình 5.2- f), hoặc bằng bộ truyền hành tinh D (hình 5.2- h). Bộ truyền này cũng được đặt bên trong biến mô và nó còn có nhiệm vụ tăng hệ số biến đổi mô men của biến mô. Biến mô loại này được gọi là biến mô vi sai.

Theo cách bố trí bánh phản ứng (bánh dẫn hướng) có thể phân biệt các loại biến mô đơn giản và biến mô hỗn hợp. Trong các biến mô đơn giản, các bánh phản ứng được bố trí cố định, chúng không có khả năng quay trong quá trình làm việc.

Trong các biến mô hỗn hợp, các bánh phản ứng được đặt trên các khớp một chiều. Các khớp này bị khoá khi biến mô làm việc ở chế độ biến mô thuỷ lực nhờ một mô men xoắn tác động ngược với chiều quay của bánh bơm. Khi biến mô làm việc ở tỷ số truyền lớn, chiều tác động của mô men xoắn thay đổi sẽ làm bánh phản ứng quay cùng với dòng chất lỏng. Lúc này biến mô làm việc ở chế độ ly hợp thuỷ lực. Chính vì biến mô có thể làm việc ở cả 2 chế độ: ly hợp và biến mô nên nó có tên gọi là biến mô hỗn hợp. Trong một số kết cấu, người ta tách bánh phản ứng thành 2 bánh bố trí nối tiếp nhau (hình 5.2- d), điều này cho phép mở rộng vùng làm việc với hiệu suất cao của biến mô.

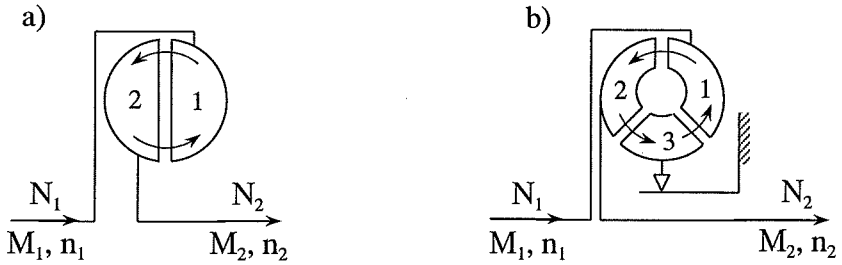
Các biến mô hỗn hợp thường được sử dụng kết hợp với ly hợp khoá Φ (hình 5.2- e), nó cho phép khoá cứng bánh bơm với bánh tua bin của biến mô tạo nên khối cứng truyền trực tiếp mô men từ bánh bơm sang bánh tua bin. Ly hợp khoá được điều khiển nhờ một hệ thống riêng biệt, việc khoá cứng biến mô ở chế độ ly hợp cho phép tăng hiệu suất làm việc của biến mô (10 ÷ 20 %) và tăng tốc độ chuyển động cực đại của ôtô. Trong một số trường hợp, nhằm tăng cường khả năng phanh bằng động cơ, người ta sử dụng khớp một chiều 4. Khớp này có tác dụng nối cứng trục bánh tua bin với trục bánh bơm trong trường hợp mô men truyền ngược từ trục tua bin sang trục bánh bơm.

2.2.2- Nguyên lý làm việc

Sơ đồ ly hợp và biến mô thuỷ lực được thể hiện trên hình 5.3.

Ly hợp thuỷ lực gồm có 2 bánh công tác: bánh bơm ly tâm và bánh tua bin hướng tâm, tất cả được đặt trong hộp kín điền đầy chất lỏng công tác. Trục của bánh bơm được nối với động cơ và trục bánh tua bin nối với hộp số. Khi động cơ làm việc, bánh bơm quay, dưới tác dụng của lực ly tâm chất lỏng công tác bị dồn từ trong ra ngoài dọc theo các khoang giữa các cánh bơm. Khi ra khỏi bánh bơm, chất lỏng có vận tốc

lớn và đập vào các cánh của bánh tua bin làm bánh này quay theo, nhờ đó năng lượng được truyền từ bánh bơm sang bánh tua bin nhờ dòng chảy chất lỏng.



Hình- 5.3

Nếu gọi mô men trên bánh bơm là M_1 và trên bánh tua bin là M_2 thì phương trình cân bằng mô men của ly hợp thuỷ lực có dạng:

$$M_1 + M_2 = 0, \text{ hay} \qquad M_1 = - M_2.$$

Điều này có nghĩa là ly hợp thuỷ lực không có khả năng biến đổi mô men, nó chỉ làm việc như một khớp nối thuần tuý nên còn có tên gọi là khớp nối thuỷ lực.

Khác với ly hợp thuỷ lực, biến mô (hình 5.3- b) gồm có 3 bánh công tác: bánh bơm 1, bánh tua bin 2 và bánh phản ứng 3. Bánh bơm cùng với vỏ 6 tạo thành buồng kín, bên trong chứa đầy chất lỏng. Khi động cơ làm việc, dòng công suất N_1 được truyền tới trục 4 làm quay bánh bơm. Khi quay, bánh bơm ly tâm tạo thành dòng chảy khép kín trong khoang công tác: bánh bơm 1 - bánh tua bin 2 - bánh phản ứng 3 - bánh bơm 1 (chiều mũi tên trên hình vẽ). Nhờ đó năng lượng được vận chuyển từ bánh bơm sang bánh tua bin và dẫn ra ngoài. Trong quá trình này, một phần năng lượng bị mất trong biến mô (do ma sát và do sự trượt giữa các bánh công tác) và chuyển thành nhiệt, vì vậy công suất ở trục ra của biến mô nhỏ hơn công suất ở trục vào: $N_2 < N_1$.

Phương trình cân bằng mô men được viết như sau:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0$$

hay: $$- M_2 = M_1 + M_3$$

với M_1 là mô men trên bánh bơm, M_2 là mô men trên bánh tua bin và M_3 là mô men trên bánh phản ứng.

Công thức trên cho thấy khả năng biến đổi mô men của biến mô có được là nhờ bánh phản ứng. Bánh phản ứng này được đặt trên khớp một chiều sao cho ở các tỷ số truyền i nhỏ (tải lớn) thì nó bị khoá cứng còn khi tỷ số truyền đạt được một giá trị nào đó thì nó bắt đầu quay cùng với bánh tua bin. Khi bánh phản ứng đứng yên thì nó chịu một mô men bằng M_3 và tạo nên hiệu ứng biến mô. Còn khi bánh phản ứng quay ($M_3 = 0$) thì biến mô làm việc như một ly hợp thuỷ lực:

$$- M_2 = M_1$$

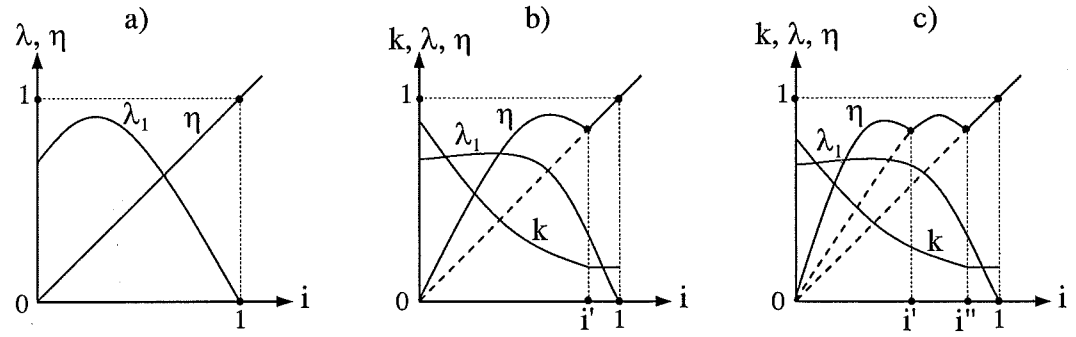
2.2.3- Các thông số cơ bản và đặc tính của biến mô thuỷ lực

Các thông số cơ bản đặc trưng cho biến mô thuỷ lực gồm có mô men trên các bánh công tác, hệ số biến mô, tỷ số truyền của biến mô, công suất và hiệu suất biến mô:

- mô men: $M_1 = \lambda_1 \rho g n_1^2 D_a^5$;
- hệ số biến mô: $k = \dfrac{M_2}{M_1}$;

- tỷ số truyền: $i = \frac{n_2}{n_1}$;
- hiệu suất: $\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2\omega_2}{M_1\omega_1} = ki$.

trong đó: ρ- khối lượng riêng của chất lỏng công tác, λ_1- hệ số mô men trên bánh bơm, n_1- số vòng quay của bánh bơm, g- gia tốc trọng trường, D_a- đường kính hiệu dụng của biến mô.



Hình 5.4- Đặc tính phối hợp động cơ - biến mô

Đặc tính không thứ nguyên của ly hợp thuỷ lực được thể hiện trên hình 5.4- a. Hiệu suất của ly hợp thuỷ lực tăng tỷ lệ với tỷ số truyền (η = i), còn hệ số mô men trên bánh bơm thì thay đổi tuỳ theo kết cấu của ly hợp.

Trên hình 5.4- b là đặc tính không thứ nguyên của biến mô thuỷ lực loại hỗn hợp có một bánh phản ứng. Trong trường hợp này, cần phân biệt 2 chế độ làm việc sau:

- Ở các tỷ số truyền nhỏ i < i', biến mô thuỷ lực làm việc ở chế độ biến mô:
  - hiệu suất thay đổi theo đường cong: η =k.i;
  - hệ số biến mô giảm dần theo tỷ số truyền: $k = M_2/M_1$.
- Bắt đầu từ tỷ số truyền i' biến mô chuyển sang làm việc ở chế độ ly hợp thuỷ lực:
  - hiệu suất tăng tuyến tính theo i: η = i;
  - hệ số biến mô không đổi: k = 1.

Trên hình 5.4- c là đặc tính không thứ nguyên của biến mô hỗn hợp có 2 bánh phản ứng. Khi tỷ số truyền đạt giá trị i' thì bánh phản ứng thứ nhất bắt đầu quay, nhưng bánh phản ứng còn lại vẫn đứng yên cho tới khi i = i" thì bánh thứ hai cũng quay, lúc này biến mô chuyển sang làm việc ở chế độ ly hợp thuỷ lực.

2.2.4- Đồng bộ làm việc động cơ - biến mô

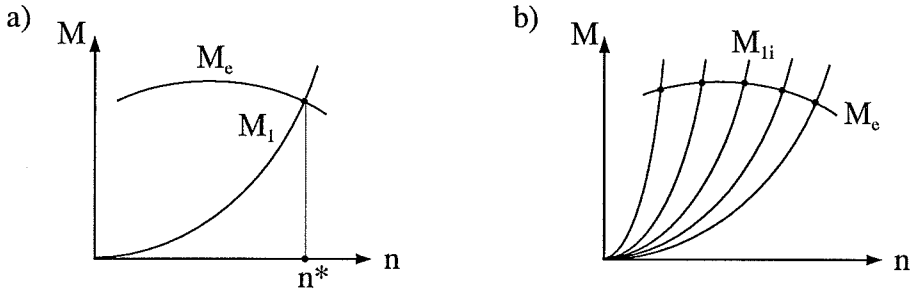
Nhiệm vụ chính của việc đồng bộ này là bảo đảm cho hộp số thuỷ cơ, ở một tay số xác định, có được vùng điều chỉnh rộng nhất có thể với mức tiêu hao nhiên liệu là ít nhất. Thực chất của quá trình là xây dựng đặc tính phối hợp của cụm động cơ-biến mô, có nghĩa là tìm giao điểm của các đường cong: $M_e = f(n_e)$ và $M_1 = f(n_1)$. Nếu biến mô là không nhạy thì chỉ có một đường cong M_1 và như vậy thì chỉ có một giao điểm duy nhất (hình 5.5- a). Còn trong trường hợp biến mô nhạy thì ứng với mỗi giá trị của λ_1 ta sẽ có một đường M_1, do vậy sẽ có một tập hợp các giao điểm (hình 5.5- b).

Trên hình 5.5 là đặc tính làm việc phối hợp giữa động cơ đốt trong và biến mô thuỷ lực loại không nhạy. Đường $M_e^* = M_e$ lấy từ đặc tính ngoài của động cơ, còn M_1 được xây dựng cho bánh bơm của biến mô.

Trong trường hợp có hộp truyền cơ khí (tỷ số truyền là i_{ck}) giữa động cơ và biến mô thì:

$$M_e^* = M_e.i_{ck} \text{ và } \qquad n = n_e / i_{ck}.$$

Giao điểm của hai đường cong trên chính là điểm làm việc của tổ hợp động cơ đốt trong - biến mô thuỷ lực.



Hình 5.5- Đặc tính phối hợp động cơ - biến mô

Trong khi thiết kế hộp số thuỷ cơ cho ôtô, hoặc người ta thiết kế mới biến mô trên cơ sở động cơ đốt trong đã chọn, hoặc chọn mua biến mô đã có sẵn trong công nghiệp.

Trên thực tế việc này được thực hiện như sau:

- Trong trường hợp thiết kế mới biến mô theo động cơ đã có sẵn, thông số chọn cơ bản là đường kính ngoài của khoang công tác:

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_1^*}{\rho g \lambda_1 n_1^{*2}}}$$

với M_1^* và n_1^* tương ứng với điểm làm việc đồng bộ đã chọn.

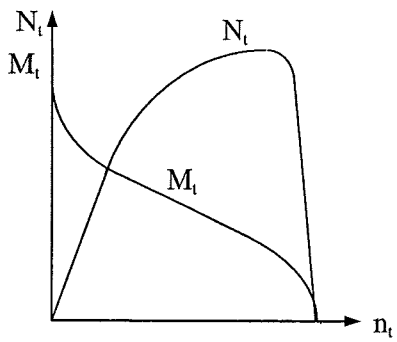
- Trong trường hợp sử dụng biến mô đã có sẵn thì việc đồng bộ làm việc của biến mô với động cơ đốt trong được thực hiện bằng cách đặt một hộp truyền cơ khí có tỷ số truyền thích hợp giữa động cơ và biến mô.

Vấn đề đặt ra ở đây là phải chọn điểm làm việc n* sao cho có lợi nhất trên quan điểm tận dụng công suất, phát huy tối đa khả năng động lực học và tiết kiệm nhiên liệu.

Không thể một lúc đạt cả 3 điều kiện trên đây, vì vậy khi chọn điểm làm việc cho tổ hợp động cơ - biến mô cần phải đặt yêu cầu ưu tiên, nghĩa là phải định ra được chế độ làm việc chính tuỳ theo đặc điểm, tính năng, công dụng và điều kiện làm việc của ôtô.

2.2.5- Đặc tính ra của cụm động cơ - biến mô

Đặc tính ra của cụm động cơ - biến mô (hình 5.6) thể hiện sự biến thiên của mô men cũng như công suất trên trục bánh tua bin của biến mô theo số vòng quay làm việc của nó.



Hình 5.6- Đặc tính làm việc cụm động cơ - biến mô

Từ đặc tính này ta có thể xây dựng được đặc tính kéo của ôtô và thực hiện các tính toán động lực học khác tương tự như đối với ôtô có hệ thống truyền lực cơ khí.

2.3- Hộp số trong HTTL thuỷ cơ

2.3.1- Các khái niệm cơ bản

Vùng biến đổi mô men của các biến mô thuỷ lực trên ôtô nằm trong khoảng 1,6 ÷ 2,5 điều này cho thấy biến mô thuỷ lực không thể đáp ứng các điều kiện chuyển động của ôtô. Chính vì lý do này, các biến mô thuỷ lực thường được sử dụng trên ôtô cùng với các hộp số cơ khí có từ 3 ÷10 cấp số.

Hộp số cơ khí trong HTTL thuỷ cơ có thể được phân loại theo: dạng của hộp truyền cơ khí (hộp số trục cố định, hộp số hành tinh, hộp số hỗn hợp); theo số bậc tự do (2 hoặc 3 bậc tự do); theo số dòng công suất đi qua hộp số thuỷ cơ (một dòng, hai dòng và nhiều dòng).

Trên các ôtô tải thường dùng một dạng HTTL thuỷ cơ bao gồm các cụm nối tiếp nhau: biến mô có chế độ khoá cứng, ly hợp và hộp số cơ khí bình thường.

Trong HTTL thuỷ cơ của ôtô con, hộp số cơ khí được dùng là hộp số hành tinh, còn đối với ôtô tải và ôtô chở khách có thể sử dụng cả hộp số trục cố định.

Trong các hộp số hành tinh, công suất được truyền đồng thời theo nhiều dòng, tuỳ theo số lượng các bánh răng hành tinh, điều này cho phép giảm tải tác dụng lên các bánh răng và giảm kích thước của chúng. Với việc bố trí các bánh răng hành tinh đối xứng nhau, lực hướng kính sẽ bị triệt tiêu trên các ổ trung tâm, do vậy các ổ này thường được chọn theo kết cấu cụ thể. Các bánh răng có thể được bố trí gọn trong lòng các ly hợp hoặc phanh ma sát, do vậy kích thước của hộp số nhỏ gọn cả theo hướng kính và hướng trục. Những đặc điểm này cho phép giảm khối lượng của hộp số hành tinh xuống gần như chỉ còn bằng một nửa so với hộp số trục cố định tương tự.

Tuy nhiên, hộp số hành tinh cũng có những nhược điểm như kết cấu phức tạp, giá thành cao, kích thước dọc trục lớn khi có nhiều tay số (hơn 4 số). Do vậy, trong một số trường hợp người ta vẫn sử dụng các hộp số trục cố định trong HTTL thuỷ cơ.

2.3.2- Các sơ đồ điển hình của hộp số

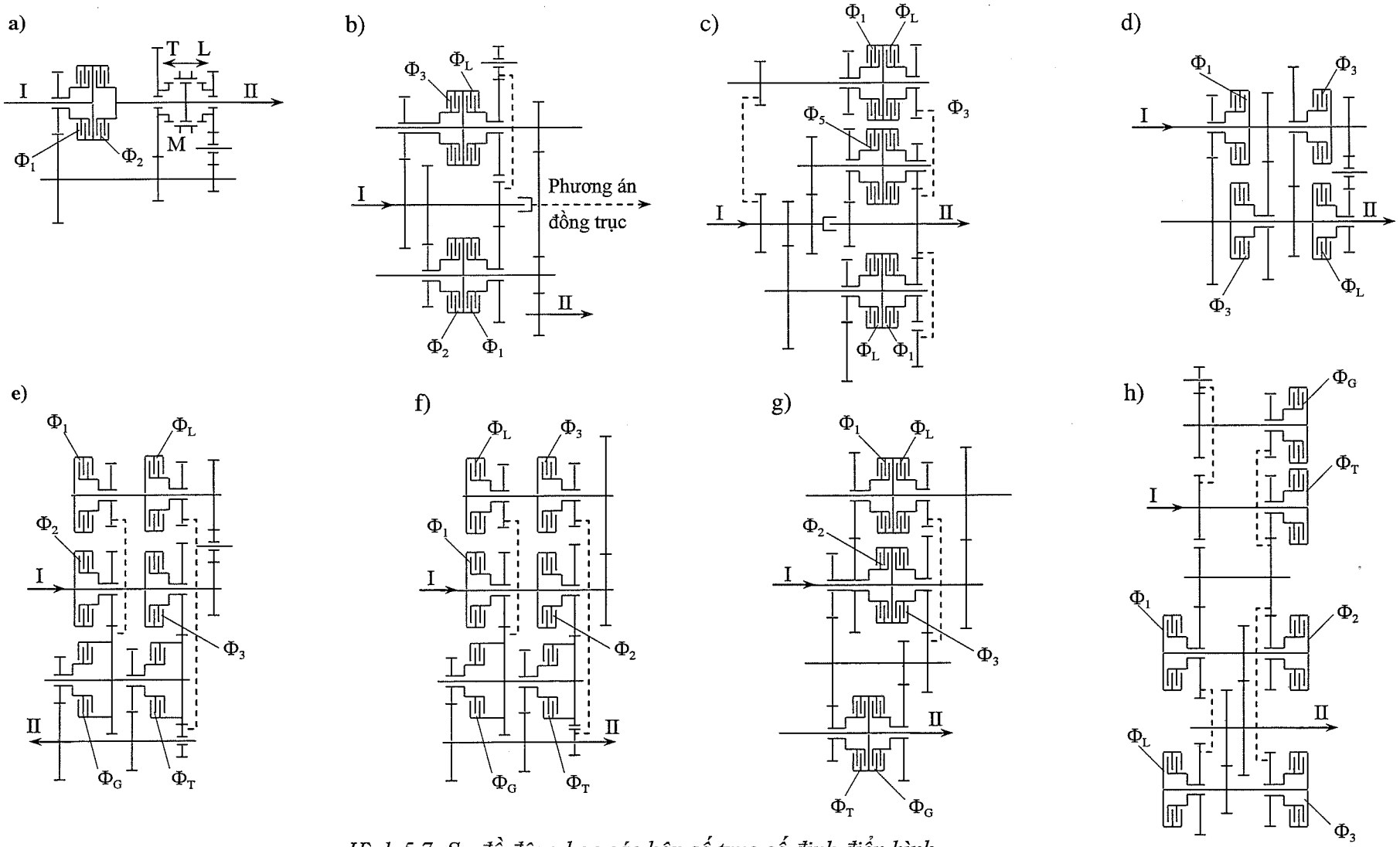
Các hộp số trục cố định sử dụng trong HTTL thuỷ cơ có thể là đồng trục hoặc không đồng trục. Kinh nghiệm thực tế cho thấy, do các ly hợp gài số có kích thước dọc trục tương đối lớn, nên để cho hộp số không có kích thước quá lớn theo phương dọc trục, chỉ nên bố trí tối đa 2 ly hợp gài số trên một trục. Bởi vì, trục quá dài sẽ khó đảm bảo độ cứng vững, hơn nữa nếu bố trí nhiều ly hợp gài số trên một trục thì việc tạo các đường dầu điều khiển các ly hợp này sẽ gặp khó khăn về mặt công nghệ.

Về mặt công nghệ, hộp số đồng trục có sơ đồ hợp lý hơn cả được thể hiện trên hình 5.6- a (số cấp số là 2 + 1). Cả 2 ly hợp gài số đều được bố trí chung trong một khối và được đặt trên trục sơ cấp. Cách bố trí như vậy cho phép thiết kế các ly hợp với các kích thước tối thiểu bởi vì mô men truyền qua chúng trong trường hợp này là nhỏ nhất. Khi ôtô chuyển động ở các số tiến, khớp răng M luôn luôn ở vị trí bên trái. Số truyền thấp được gài khi đóng ly hợp L_1, còn số truyền cao - ly hợp L_2. Để gài số lùi cần phải đóng ly hợp L_1 và đồng thời chuyển khớp răng sang vị trí bên phải. Như vậy, hộp số có số bậc tự do khác nhau ở các tay số: số truyền thấp và số lùi có 2 bậc tự do, còn số truyền thẳng chỉ có 1 bậc tự do.

Để tăng số cấp số trong các hộp số trục cố định người ta sử dụng nhiều trục trung trung gian và bố trí trên mỗi trục này không quá 2 ly hợp gài số. Bằng cách như vậy

có thể tạo hộp số có 4 cấp số (3 tiến + 1 lùi) với các phương án đồng trục và không đồng trục như thể hiện trên hình 5.7- b. Nếu sử dụng 3 trục trung gian ta có thể nâng số cấp số đến 5 + 1 (hình 5.7- c). Cả hai sơ đồ trên đều có chung một nhược điểm đó là không có số truyền thẳng.

Các hộp số trục cố định không đồng trục có thể có 2 bậc tự do như hộp số có sơ đồ trên hình 5.8- d. Hộp số này có 3 cấp số, thường được sử dụng trên các ôtô tự đổ tải trọng lớn. Đặc điểm của nó là có cấu tạo rất đơn giản, nhưng nó không cho phép tạo được tỷ số truyền lớn ở tay số 1 và tay số lùi. Bởi vì, theo điều kiện bền, tỷ số truyền của 1 cặp bánh răng không được lấy quá 3. Các hộp số trục cố định có số cấp số lớn hơn 4 thường được thiết kế với 3 bậc tự do. Trong trường hợp này, có thể coi một số truyền được tạo bởi 2 hộp số lắp nối tiếp nhau trong cùng một vỏ chung. Trục ra của hộp số thứ nhất sẽ là trục vào của hộp số thứ hai.



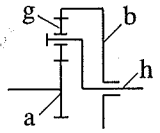
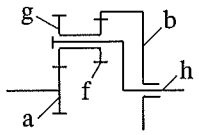
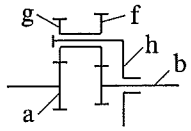
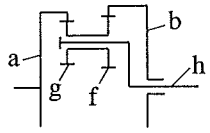
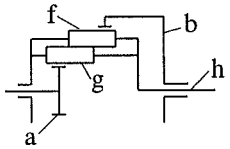
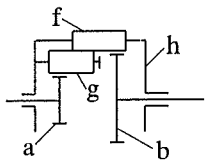
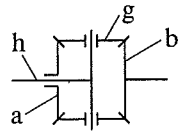
Hình 5.7- Sơ đồ động học các hộp số trục cố định điển hình.

Số cấp số của hộp số bằng tích của các số cấp số của 2 hộp số thành phần, còn số lượng các ly hợp gài số bằng tổng số các ly hợp ở cả 2 hộp số. Có thể nhận thấy rằng trong các hộp số có 2 bậc tự do, số cấp số đúng bằng số ly hợp gài số. Như vậy các hộp số 3 bậc tự do có số ly hợp gài số ít hơn so với các hộp số 2 bậc tự do có cùng số cấp số. Ví dụ như hộp số có số cấp số là 6 + 2 có thể được thiết kế theo 2 phương án sau: (3 + 1) x 2 = 6 + 2 và 2 x (3 + 1) = 6 + 2. Số cơ cấu điều khiển trong cả 2 trường hợp đều bằng nhau và bằng 6. Để có được hộp số tương tự với 2 bậc tự do thì cần phải có 8 ly hợp.

Một số sơ đồ hộp số không đồng trục được thể hiện trên hình 5.7- e ÷ h. Các hộp số trên các sơ đồ 5.7- e ÷ g được thiết kế theo công thức (3 + 1) x 2 và tương tự như nhau. Sự khác nhau giữa các hộp số này là ở cách bố trí các ly hợp gài số.

Hộp số có sơ đồ thể hiện trên hình 5.7- h được thực hiện theo công thức 2 x (3 + 1), nó cũng có 6 số tiến và 2 số lùi. Ưu điểm của phương án này là là các ly hợp gài số bố trí phía bên ngoài nên dễ dàng tiếp cận trong quá trình sử dụng. Nhược điểm của nó là có quá nhiều bánh răng và trục.

Bảng 5.1- *Các dạng cơ cấu hành tinh 3 khâu thường dùng trong các hộp số ôtô.*

Loại	Sơ đồ	Nhận dạng	Thông số **p**
A		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh đơn và các cặp bánh răng ăn khớp trái dấu	$-\frac{z_b}{z_a}$
B		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh kép và các cặp bánh răng ăn khớp trái dấu	$-\frac{z_b}{z_a}\frac{z_g}{z_f}$
C		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh kép và các cặp bánh răng ăn khớp ngoài	$+\frac{z_b}{z_a}\frac{z_g}{z_f}$
		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh kép và các cặp bánh răng ăn khớp trong	$+\frac{z_b}{z_a}\frac{z_g}{z_f}$
D		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh hai dãy và các cặp bánh răng ăn khớp trái dấu	$+\frac{z_b}{z_a}$
		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng hành tinh hai dãy và các cặp bánh răng ăn khớp ngoài	$-\frac{z_b}{z_a}$
E		Cơ cấu hành tinh với các bánh răng côn	$-\frac{z_b}{z_a}$

Hộp số hành tinh được tạo thành bằng cách tổ hợp các cơ cấu hành tinh đơn giản 3 khâu. Trong bảng 5.1 là sơ đồ cấu tạo và đặc điểm của một số cơ cấu hành tinh đơn giản điển hình. Trong các hộp số hành tinh của các HTTL thuỷ cơ thường sử dụng các cơ cấu dạng A và D, còn các cơ cấu dạng B, C và E sử dụng ít hơn nhiều.

Cũng giống như hộp số trục cố định, các hộp số hành tinh cũng được thực hiện theo các sơ đồ 2 và 3 bậc tự do. Trong các hộp số 2 bậc tự do thường có 1 ly hợp khoá, nó nối cứng các khâu của các cơ cấu hành tinh để tạo số truyền thẳng. Các cơ cấu gài số còn lại là các phanh (trên các sơ đồ ký hiệu là P). Các phanh này có thể phanh ma sát nhiều đĩa với phần vỏ là cố định hoặc là phanh dải.

Trên hình 5.8- a ÷ c là các sơ đồ của các hộp số với 2 bậc tự do. Trong hộp số ôtô du lịch (hình 5.8- a) sử dụng 2 cơ cấu hành tinh một dãy kiểu A. Các cấp số được gài như sau: số truyền thấp - phanh P_1, số lùi được - phanh P_2 và số truyền thẳng - ly hợp Φ. Như vậy hộp số có 2 số tiến và 1 số lùi (2 + 1). Hình 5.8- b thể hiện sơ đồ hộp số có 5 + 1 cấp số thường được sử dụng trên các ôtô tải và ôtô chở khách. Trong hộp số này cũng sử dụng các cơ cấu hành tinh kiểu A và các phanh dải. Hộp số có sơ đồ thể hiện trên hình 5.8- c thường được sử dụng trên các ôtô có tính năng việt dã cao (số cấp số là 3 + 1). Đây là một ví dụ sử dụng các cơ cấu hành tinh kiểu D trong hộp số thuỷ cơ, cơ cấu hành tinh dạng này cũng được sử dụng rộng rãi trên các loại ôtô con.

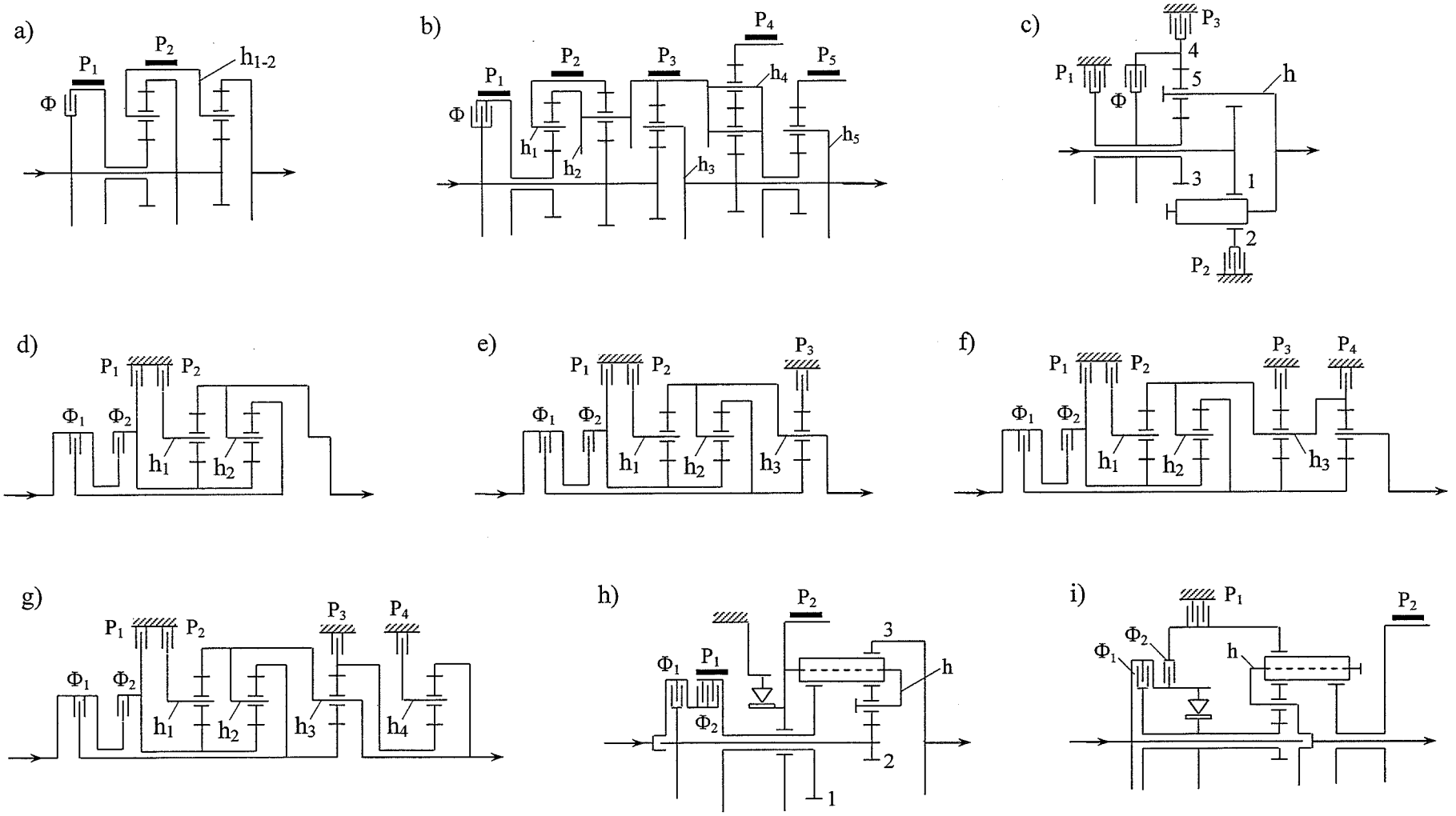
Phần lớn các hộp số hành tinh trong HTTL thuỷ cơ ôtô tải và ôtô con được thiết kế theo các sơ đồ 3 bậc tự do. Một trong những giải pháp kết cấu được sử dụng rộng rãi trong các hộp số này là bố trí 2 ly hợp ở đầu vào hộp số, điều này cho phép truyền công suất từ động cơ vào hộp số qua những khâu khác nhau của cơ cấu hành tinh. Với cách làm như vậy có thể tăng số phương án sử dụng cơ cấu hành tinh và nhờ đó tăng số cấp số. Trong các hộp số này, để gài một số truyền cần đóng 1 ly hợp và 1 phanh, riêng số truyền thẳng được gài bằng cách đóng cả 2 ly hợp.

Trên các hình 5.8- d ÷ g thể hiện các sơ đồ các hộp số 3 bậc tự do. So sánh các sơ đồ hộp số 5 cấp số (các hình 5.8- f, g) với sơ đồ hộp số có cùng cấp số (hình 5.8- b) ta thấy hộp số 3 bậc tự do có ít hơn 1 cơ cấu hành tinh, trong khi số lượng các cơ cấu gài số là bằng nhau. Các hộp số ôtô con có 3 bậc tự do thường được thiết kế với các cơ cấu hành tinh kiểu D như thể hiện trên các hình 5.8- h, i.

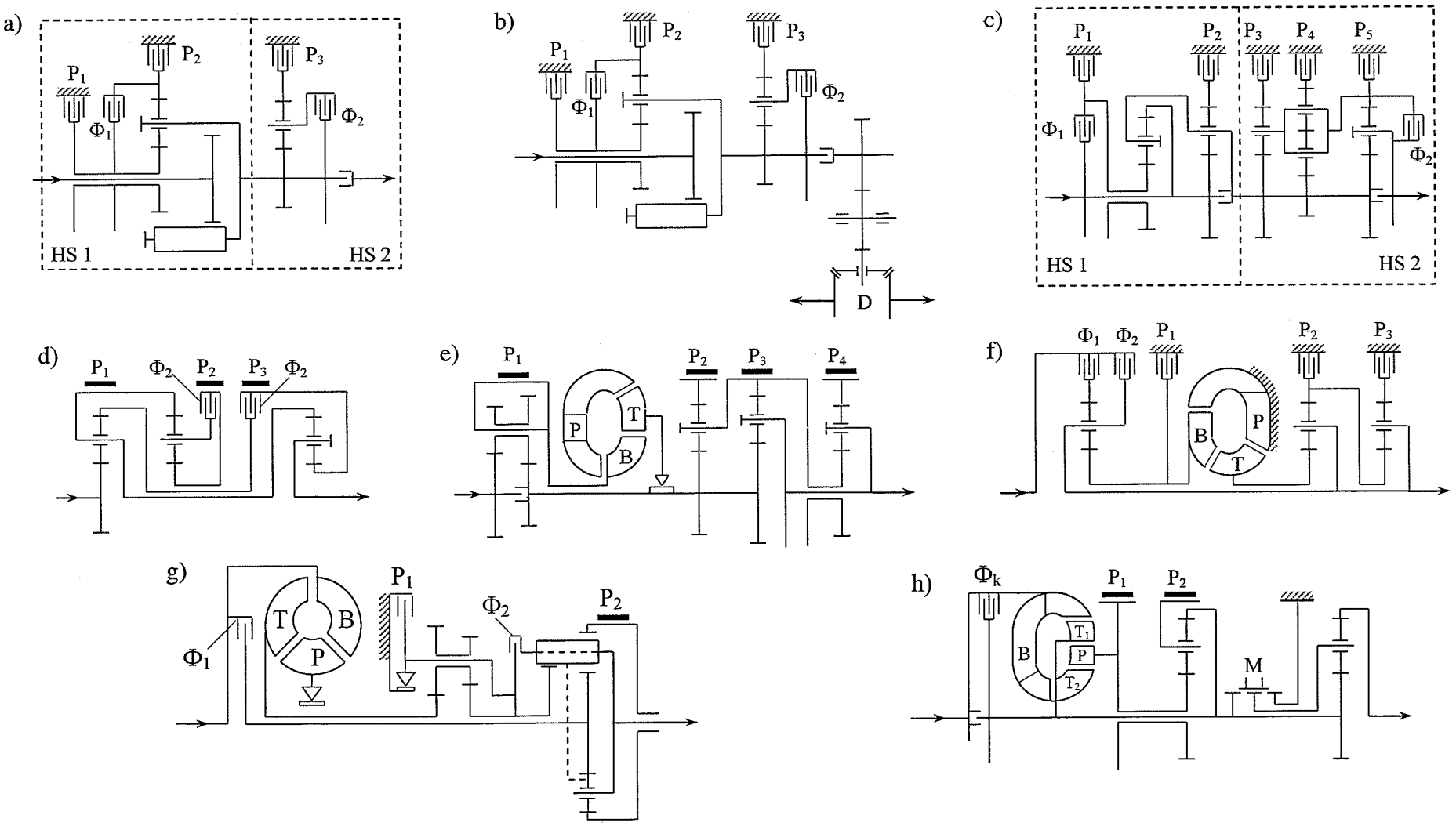
Các hộp số hành tinh ba bậc tự do có thể được thực hiện theo bằng cách ghép nối tiếp 2 hộp số hai bậc tự do như các phương án thể hiện trên các hình 5.9- a, c, d. Với cách làm như vậy, trục ra của hộp số thứ nhất là trục vào của hộp số thứ hai đối với mọi cấp số. Sơ đồ trên hình 5.9- d có điểm khác biệt là 2 hộp số được nối với nhau không phải qua 1 trục mà qua 2 trục, trong đó có 1 trục rỗng.

Một trong những nhược điểm lớn của HTTL thuỷ cơ là hiệu suất thấp. Để khắc phục điều này, một số hộp số được thiết kế với 2 dòng truyền công suất: 1 dòng truyền qua biến mô và một dòng khác truyền qua các bộ truyền cơ khí. Như vậy, nhờ có hiệu suất cao của dòng truyền cơ khí mà có thể nâng cao hiệu suất chung của HTTL.

Trên hình 5.9- g là sơ đồ hộp số thuỷ cơ hai dòng công suất được thiết kế cho các loại ôtô con có dung tích xi lanh cỡ 1,2 ÷ 2,0 lít. Ở tay số 1 toàn bộ công suất của động cơ được truyền qua biến mô thuỷ lực và theo trục rỗng của bánh tua bin tới hộp số cơ khí. Ở tay số 2, một phần công suất được truyền qua ly hợp $Φ_1$ và trục trong tới cơ cấu vi sai của hộp số, phần công suất còn lại cũng được truyền tới cơ cấu vi sai này nhưng đi qua biến mô thuỷ lực và trục rỗng. Hai dòng công suất hợp lại với nhau nhờ cơ cấu vi sai, trong đó cần dẫn được nối với trục ra. Tay số 3 được gài bằng cách khoá cứng cơ cấu hành tinh đóng ly hợp $Φ_2$.



Hình 5.8- *Sơ đồ động học các hộp số hành tinh.*



Hình 5.9- *Sơ đồ động học các hộp số thuỷ cơ hai dòng công suất*

Hộp số thuỷ cơ có sơ đồ động học thể hiện trên hình 5.9- e được thiết kế cho xe buýt thành phố. Để phân chia dòng công suất truyền từ động cơ tới, người ta sử dụng một cơ cấu hành tinh đặt trước biến mô thuỷ lực. Hai dòng công suất hợp lại với nhau trên trục vào của hộp số hành tinh nhờ một khớp một chiều. Nếu phanh P_1 thì hộp số thuỷ cơ sẽ làm việc như một hộp số cơ khí bình thường.

Hộp số thuỷ cơ trên hình 5.9- f sử dụng một cơ cấu hành tinh đơn giản một dãy đặt trước biến mô thuỷ lực để phân chia công suất từ động cơ truyền tới thành 2 dòng. Việc sử dụng biến mô thuỷ lực loại nghịch cho phép có được chiều quay của trục tua bin cùng với chiều quay của trục vào và trục ra của hộp số. Hộp số chỉ làm việc với 2 dòng công suất khi ôtô tăng tốc ở tay số 1: đóng ly hợp Φ_1 và phanh P_2. Hai dòng công suất được hợp lại trên cơ cấu hành tinh thứ hai. Ở các tay số 2 (đóng Φ_1 và P_1) và tay số 3 (đóng Φ_1 và Φ_2), hộp số hoạt động hoàn toàn như một hộp số có khí bình thường. Khi gài số lùi, hộp số làm việc tương tự như ở tay số 1, lúc này ly hợp Φ_1 và phanh P_3 đóng. Hộp số này cho phép thực hiện chế độ phanh bằng động cơ một cách hiệu quả ở các tay số 1 (đóng Φ_1, P_1 và P_2) và tay số 2 (đóng Φ_2, P_1 và P_2).

Các hộp số hai dòng công suất trên đây được hộp số chia dòng công suất ngoài. Hộp số chia dòng công suất trong có đặc điểm là việc phân chia công suất được thực hiện trong biến mô thuỷ lực nhiều cấp với các bánh tua bin độc lập không nối cứng với nhau. Sau đó các dòng công suất được hợp lại với nhau nhờ có cơ cấu hành tinh. Một ví dụ của dạng hộp số này được thể hiện trên hình 5.9- h. Trục vào được nối cứng với bánh bơm, trên đó có bố trí ly hợp khoá biến mô Φ_k). Biến mô có 2 bánh tua bin T_1 và T_2 nối cứng với nhau. Bánh công tác P có thể làm việc ở 2 chế độ: khi phanh P_1, nó hoạt động như bánh dẫn hướng dòng chất lỏng trong khoang công tác, lúc này nó đóng vai trò bánh phản ứng; khi P_1 nhả: bánh công tác P có chiều quay ngược chiều với các bánh tua bin T_1 và T_2, lúc này bánh P được gọi là bánh tua bin nghịch. Ở tay số 1, phanh P_2 đóng và khớp gài M được gạt sang trái. Công suất trong biến mô được chia thành 2 dòng: một dòng đi từ 2 bánh tua bin qua trục trong, dòng thứ hai đi từ bánh tua bin nghịch P qua trục rỗng tới bánh răng mặt trời của cơ cấu hành tinh thứ nhất. Do cần dẫn của cơ cấu hành tinh này đã bị phanh nên chuyển động ngược chiều của bánh tua bin nghịch P được chuyển thành chuyển động thuận trên bánh răng bao của cơ cấu hành tinh. Như vậy 2 dòng công suất hợp lại trên trục của bánh răng này (cũng là trục của các bánh tua bin T_1 và T_2). Tiếp đó dòng công suất đi qua cơ cấu hành tinh thứ hai (đang bị gài cứng) và đi ra ngoài. Tay số 2 được gài một cách tự động bằng cách đóng phanh P_1 và nhả phanh P_2 ở vận tốc chuyển động bằng 35 % vận tốc cực đại của ôtô. Lúc này bánh phản ứng P đứng yên và chỉ còn một dòng công suất duy nhất từ các bánh tua bin T_1 và T_2 truyền ra ngoài. Tay số 3 là tay số truyền thẳng, nó được gài bằng cách đóng ly hợp khoá biến mô Φ_k và nhả phanh P_1 ở tốc độ chuyển động của ôtô bằng 70 % vận tốc cực đại. Số lùi được thực hiện tương tự như số 1, chỉ khác là lúc này, khớp gài M được gạt sạng phải và cần dẫn của cơ cấu hành tinh thứ 2 bị phanh lại.

Chế độ làm việc thứ tư của hộp số thuỷ cơ này là chế độ phanh bằng động cơ. Nếu đóng phanh P_2 bánh tua bin nghịch P sẽ quay ngược chiều với bánh bơm tạo nên hiệu ứng cản chuyển động. Nếu đồng thời đóng P_2 và ly hợp khoá Φ_k thì ta có được chế độ phanh ôtô bằng động cơ.

2.3.3- Các bộ phận điều khiển của hộp số

Các bộ phận điều khiển của các hộp số thuỷ cơ bao gồm các ly hợp và phanh nhiều đĩa và các phanh dải làm việc trong dầu (ma sát ướt).

Các bộ ly hợp và phanh nhiều đĩa điều khiển bằng thuỷ lực được sử dụng phổ biến hơn cả nhờ có những tính chất rất ưu việt sau: khả năng truyền công suất lớn với kích thước tương đối gọn; khả năng thay đổi mô men truyền một cách đơn giản bằng cách thay đổi số đĩa; không đòi hỏi phải có sự điều chỉnh khe hở giữa các bề mặt ma sát trong quá trình sử dụng; khả năng truyền mô men theo các hướng đều bằng nhau; không gây nên các lực hướng kính tác động lên các ổ đỡ khi truyền tải; các xi lanh tạo lực ép có độ nhạy và hiệu suất cao.

Nhược điểm của các bộ điều khiển nhiều đĩa là không có khả năng ngắt hoàn toàn và do vậy cần thường xuyên cấp dầu tới các bề mặt ma sát để bôi trơn và làm mát. Vì lý do này mà hiệu suất chung của hộp số thuỷ cơ bị giảm đi, kết cấu của nó trở nên phức tạp hơn và các yêu cầu đối với hệ thống bôi trơn trở nên khắt khe hơn.

Một trong những nhược điểm lớn của các ly hợp ma sát điều khiển bằng thuỷ lực là sự phụ thuộc của mô men truyền vào tốc độ quay. Khi tốc độ quay lớn, lực ly tâm làm tăng áp suất chất lỏng trong xi lanh, nghĩa là tăng lực ép lên các tấm ma sát và làm giảm thời gian đóng ly hợp so với trường hợp đóng ly hợp ở tốc độ quay thấp. Điều này có thể dẫn đến hiện tượng vào số giật cục, không êm dịu ở tốc độ cao, đồng thời sinh ra tải động tác dụng lên HTTL. Hơn nữa, để có thể thắng được lực ly tâm khi ngắt ly hợp cần phải tăng độ cứng của các lò xo hồi vị và như vậy để đóng được ly hợp lại cần phải có áp suất cao hơn mới tạo được lực ép cần thiết.

3. Tính toán các bộ phận cơ bản của hộp số thuỷ cơ

3.1- Phân tích động học và động lực học các sơ đồ hộp số

Việc phân tích động học và động lực học các sơ đồ hộp số được thực hiện nhằm mục đích xác định các chỉ tiêu cơ bản để đánh giá sơ đồ hộp số thiết kế. Đối với các hộp số trục cố định vấn đề rất đơn giản nên, trong phần này chỉ xét đến các hộp số hành tinh.

Bài toán phân tích sơ đồ hộp số bao gồm việc xác định:

- các thông số động học của các cơ cấu hành tinh và các tỷ số truyền đã biết (có thể thực hiện bài toán ngược: xác địch các tỷ số truyền của sơ đồ đã cho với các số răng của các bánh răng trong cơ cấu hành tinh cho trước hoặc cho trước các thông số động học);
- vận tốc tương đối giữa các đĩa ma sát khi ly hợp hoặc phanh ở trạng thái mở ở từng tay số;vận tốc tương đối của các bánh răng hành tinh ở các tay số (kể cả các bánh răng chịu tải và quay tự do);
- mô men mà các cơ cấu ma sát cần truyền;
- lực vòng ở các cặp bánh răng;
- hiệu suất của phần hộp số cơ khí ở các tay số.

Để xác định các thông số động học của hộp số hành tinh cần thiết lập được các phương trình động học và các phương trình liên hệ cho tất cả các cơ cấu hành tinh ở số truyền đang xét. Quan hệ giữa vận tốc góc của các khâu trong cơ cấu hành tinh đơn giản 3 khâu có dạng:

$$\omega_a - p\omega_b = (1-p)\omega_h \qquad (5.1)$$

trong đó ω_a, ω_b - vận tốc góc của các bánh răng mặt trời a và bánh răng bao b; ω_h - vận tốc góc của cần dẫn h; p- thông số động học của cơ cấu hành tinh (tỷ số truyền giữa các bánh răng a và b khi cần dẫn đứng yên - xem bảng 5.1).

Nếu viết phương trình 5.1 cho tất cả các cơ cấu hành tinh có trong hộp số ta được hệ phương trình:

$$\left.\begin{aligned} &\omega_{a1} - p\omega_{b1} = (1-p_1)\omega_{h1} \\ &\omega_{a2} - p\omega_{b2} = (1-p_2)\omega_{h2} \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ &\omega_{am} - p\omega_{bm} = (1-p_m)\omega_{hm} \end{aligned}\right\} \qquad (5.2)$$

trong đó m là số cơ cấu hành tinh 3 khâu.

Do các khâu của các cơ cấu hành tinh được nối với nhau, với trục vào I, với trục ra II hoặc với vỏ của hộp số (thông qua các phanh ma sát), nên cần thiết lập được các phương trình liên hệ giữa chúng. Một cách tổng quát, các phương trình liên hệ có dạng:

$$\omega_{a1} = \omega_I;\ \omega_{b1} = 0;\ \omega_{h1} = \omega_{a2};\ ...;\ \omega_{hm} = \omega_{II} \qquad (5.3)$$

với ω_I và ω_{II} - vận tốc góc của các khâu nối với trục vào I và trục ra II của hộp số.

Thay các phương trình liên hệ vào hệ 5.2 và giải ta tìm được quan hệ giữa tỷ số truyền ở tay số đang xét với thông số p của các cơ cấu hành tinh:

$$i_j = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} = f_j(p_1, p_2, ..., p_m) = f_j(p) \qquad (5.4)$$

trong đó $f_j(p)$ là một hàm xác định của các thông số p của các cơ cấu vi sai.

Hệ phương trình 5.2 lúc này trở thành:

$$i_1 = f_1(p);\ i_2 = f_2(p);\ i_3 = f_3(p);\ ...;\ i_l = f_l(p) \qquad (5.5)$$

Hệ phương trình 5.5 cho phép xác định các thông số động học của các cơ cấu vi sai từ các tỷ số truyền đã biết và trên cơ sở đó tính số răng của các bánh răng.

Phân tích động lực học các cơ cấu hành tinh được thực hiện với điều kiện bỏ qua tổn thất trên các ổ và tại các vết ăn khớp và dựa trên các quan hệ sau:

- phương trình ngoại mô men đối với các cơ cấu hành tinh suy rộng 3 khâu:

$$M_I + M_T + M_{II} = 0 \qquad (5.11)$$

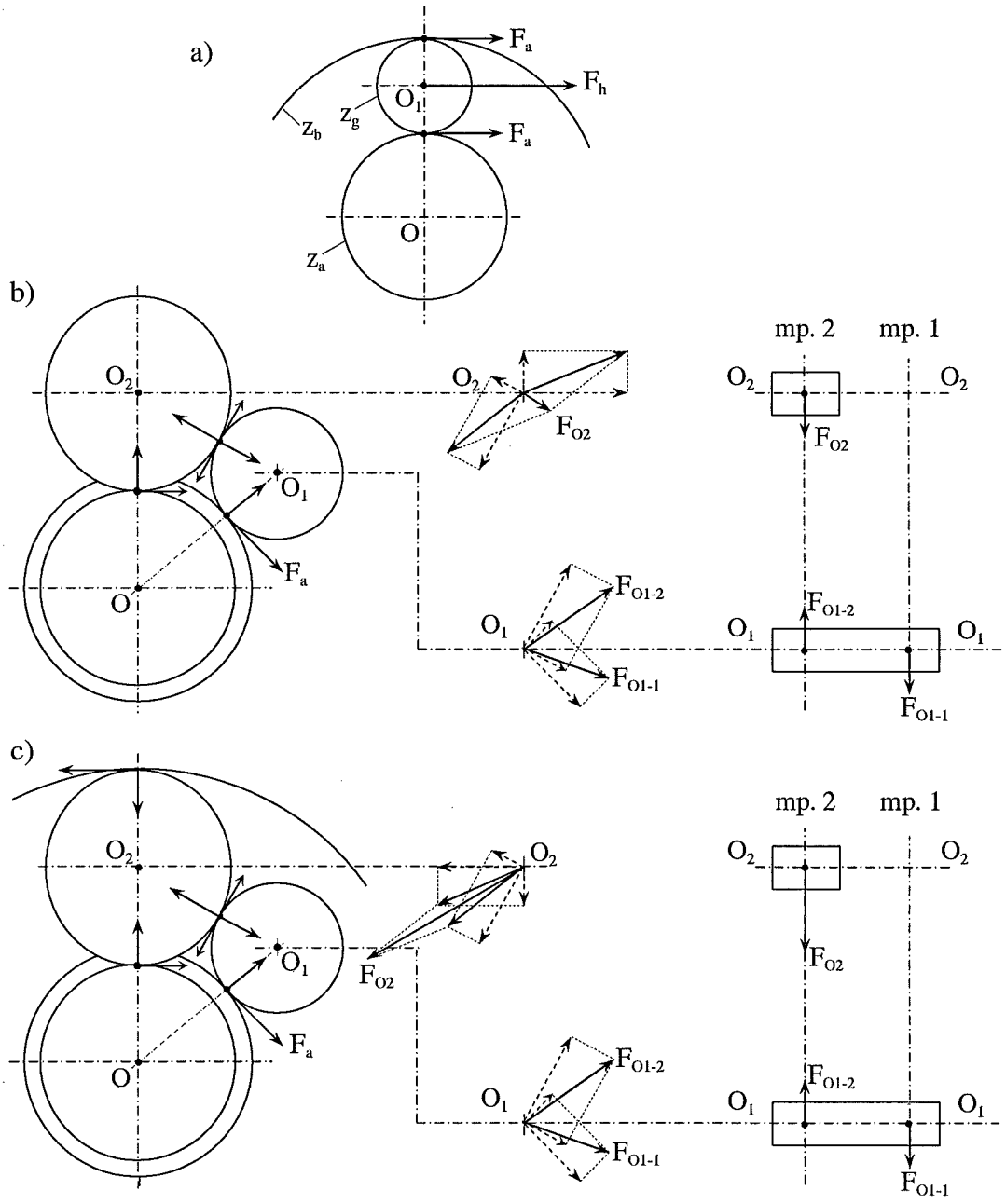
- các phương trình nội mô men đối với các cơ cấu hành tinh suy rộng 3 khâu:

$$M_T = -AM_I \qquad (5.12)$$

$$M_{II} = -(1-A)M_I \qquad (5.13)$$

Trong các phương trình 5.11 ÷ 5.13, M_I, M_{II}, M_T là các mô men tương ứng trên các khâu chủ động I, bị động II và khâu phanh T của cơ cấu hành tinh.

Lực tác dụng lên các trục (ổ đỡ) của các bánh răng hành tinh được xác định tuỳ theo vị trí tương đối giữa các bánh răng trong cơ cấu hành tinh và hướng của các lực tiếp tuyến cũng như lực hướng kính tác dụng tại các vết ăn khớp.



Hình 5.12- *Sơ đồ tính toán xác định các lực tác dụng trong các cơ cấu hành tinh*

Đối với cơ cấu hành tinh một dãy kiểu A (hình 5.12- a), lực tác dụng lên trục của bánh răng hành tinh bằng 2 lần lực tác dụng tại các vết ăn khớp:

$$P_h = 2P_a = 2P_b .$$

Sơ đồ tính toán để xác định các lực tác dụng trong các bộ truyền hành tinh kiểu D được thể hiện trên các hình 5.12- b, c. Trong các bộ truyền làm việc ở tốc độ cao cần phải tính đến các lực ly tâm tác dụng lên các bánh răng hành tinh.

3.2- Tính toán lựa chọn các thông số cơ bản của các bánh răng

Các thông số cơ bản của bánh răng cần xác định bao gồm: khoảng cách trục, bề rộng các bánh răng, số răng, mô đun tiếp tuyến. Quá trình tính toán được thực hiện theo 2

giai đoạn: trong khi thiết kế sơ bộ cần lựa chọn các giá trị của các thông số trên, sau đó chúng được chính xác hoá trong quá trình tính bền và bên lâu.

Việc tính chọn các thông số cơ bản của các hộp số trục cố định có thể thực hiện theo quy trình tính toán các hộp số cơ khí đã trình bày trong chương 3. Phương pháp tính bền và bền lâu các bánh răng của các hộp số trục cố định cũng như các hộp số hành tinh đã được trình bày trong chương 3.

Các thông số cơ bản của các bánh răng trong các cơ cấu hành tinh 3 khâu trong các hộp số hành tinh có thể được chọn sơ bộ theo bảng dưới đây.

Thông số	Giá trị	
	hộp số ôtô con	hộp số ôtô tải
Khoảng cách trục a_ω, mm	38 ÷55	60 ÷120
Bề rộng răng b, mm	$b = (0{,}36 \div 0{,}50)a_\omega$	$b = (0{,}32 \div 0{,}42)a_\omega$
Mô đun pháp tuyến m_n, mm	1,5 ÷ 2,5	2,5 ÷ 5

Số răng của các bánh răng trong cơ cấu hành tinh được xác định được lựa chọn trên cơ sở đạt được giá trị của thông số p theo yêu cầu, đồng thời thoả mãn các điệu kiện thiết kế sau: điều kiện đồng trục, điều kiện lắp và điều kiện lân cận.

Điều kiện đồng trục.

Để đảm bảo đồng cho các bánh răng trung tâm của cơ cấu hành tinh nằm trên cùng 1 trục cần thoả mãn điều kiện: cặp bánh răng ăn khớp giữa các bánh răng trung tâm với các bánh răng hành tinh có cùng khoảng cách trục.

Đối với các cơ cấu hành tinh 3 khâu kiểu A, điều kiện đồng trục được viết:

$$z_a + 2z_g = z_b \qquad (5.22)$$

Đối với các cơ cấu hành tinh hai dãy kiểu B và C:

$$m_t(z_a \pm z_g) = m_t(z_b \pm z_f) \qquad (5.23)$$

trong đó dấu (+) sử dụng đối với cặp ăn khớp ngoài, còn dấu (-) sử dụng cho các cặp bánh răng ăn khớp trong; z_a, z_b - số răng của các bánh răng trung tâm, z_g, z_f - số răng của các bánh răng hành tinh.

Các biểu thức 5.22 và 5.23 chỉ đúng đối với các bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đối xứng.

Điều kiện lân cận.

Điều kiện này nhằm đảm bảo khoảng cách tối thiểu giữa các bánh răng hành tinh. Để đạt được yêu cầu này thì tổng các bán kính đỉnh răng của các bánh răng hành tinh lân cận phải nhỏ hơn khoảng giữa các trục của chúng:

$$D_e < 2a_\omega \sin\frac{\pi}{n} \qquad (5.24)$$

trong đó D_e - đường kính đỉnh răng của các bánh răng hành tinh; n - số bánh răng hành tinh.

Trên thực tế khoảng cách giữa các bánh răng hành tinh cần phải lớn hơn giá trị tính được theo công thức 5.23, bởi vì giữa chúng còn cần có đủ không gian để bố trí cần dẫn và đảm bảo độ cứng vững của nó. Vì vậy, điều kiện lân cận cần được kiểm tra bằng cách vẽ hình cụ thể.

Điều kiện lắp.

Điều kiện lắp đối với các cơ cấu hành tinh được coi là bảo đảm nếu số răng của các bánh răng thoả mãn điều kiện ghi trong bảng 5.2.

Bảng 5.2- Điều kiện lắp đối với các cơ cấu thông dụng

Dạng cơ cấu hành tinh	Điều kiện lắp
A E D với 2 cặp ăn khớp ngoài	$\frac{z_a + z_b}{n_p} = N$
D với 2 cặp ăn khớp trong	$\frac{z_a - z_b}{n_p} = N$
B	$\frac{z_b z_g + z_a z_f}{n_p} = N$
C với 2 cặp ăn khớp ngoài và 2 cặp ăn khớp trong	$\frac{z_b z_g - z_a z_f}{n_p} = N$
Ghi chú: n_p - số bánh răng hành tinh; N - số nguyên.	

Việc lựa chọn số răng của các bánh răng được thực hiện dựa trên các thông số động học của cơ cấu hành tinh đã chọn trước. Đầu tiên cần chọn số răng của một bánh răng (bánh răng mặt trời hoặc bánh răng hành tinh) trong cơ cấu.

Đối với cơ cấu hành tinh một dãy tồn tại quan hệ sau giữa số răng của bánh răng mặt trời và bánh răng hành tinh: $z_f \geq z_a$ nếu $p \geq 3$, $z_f \leq z_a$ nếu $p \leq 3$. Số răng tối thiểu của bánh răng mặt trời là 20, còn đối với bánh răng hành tinh là 16.

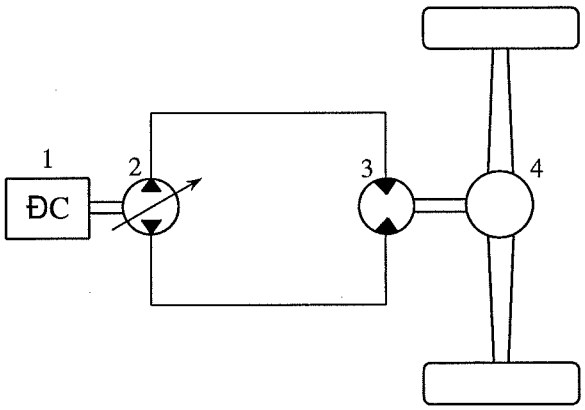
Sau đó sử dụng các biểu thức quan hệ giữa thông số p và số răng của các bánh răng để tính số răng cho các bánh răng còn lại. Cần lưu ý kiểm tra các điều kiện đồng trục và điều kiện lân cận.

4- Hệ thống truyền lực thuỷ tĩnh

Hệ thống truyền lực thuỷ tĩnh tích còn được gọi là hệ thống truyền lực thuỷ lực thể tích hoạt động theo nguyên lý như thể hiện trên hình 5.13.

Bơm nguồn được dẫn động bởi động cơ đốt trong cung cấp chất lỏng dưới áp suất cao cho động cơ thuỷ lực3 làm động cơ này quay. Trục của động cơ thuỷ lực được nối với trục chủ động của truyền lực chính và nhờ đó chuyển động được truyền tới các bánh xe chủ động. Như vậy hệ thống thuỷ lực ở đây đã thay thế cho hộp số trong truyền lực cơ khí.

Trên thực tế, động cơ thuỷ lực có thể được bố trí theo nhiều phương án khác nhau và trong nhiều trường hợp, động cơ có thể được bố trí trực tiếp tại các bánh xe chủ động. Lúc này hệ thống thuỷ lực thay thế toàn bộ hệ thống truyền lực.



Hình 5.13- *Hệ thống truyền lực thuỷ tĩnh*
1-Động cơ đốt trong; 2- Bơm nguồn; 3- Động cơ thuỷ lực; 4- Cầu chủ động

Hệ thống truyền lực thuỷ tĩnh có những ưu điểm nổi bật sau:

- Cho phép thay đổi tỷ số truyền một cách liên tục trọng phạm vi rộng;
- Bố trí trên xe thuận tiện, dễ dàng, đặc biệt có thể tạo cầu chủ động cho rơ moóc;
- Có khả năng làm việc ở tốc độ thấp trong thời gian dài;
- Giảm tải động cho động cơ và hệ thống truyền lực;
- Điều khiển dễ dàng, dễ tự động hoá quá trình điều khiển;
- Có thể đảo chiều chuyển động hoặc phanh xe mà không cần thêm bộ phận phụ nào;
- Hiệu suất tương đối lớn (0,75 ÷ 0,85);
- Thời gian phản ứng nhỏ, khả năng gia tốc lớn.

Tuy nhiên truyền lực thuỷ tĩnh cũng có những hạn chế như:

- Tuổi thọ của các máy thuỷ lực tương đối thấp;
- Công nghệ chế tạo máy thuỷ lực phức tạp, đòi hỏi độ chính xác cao vì vậy giá thành của các máy thuỷ lực cao.

Vì những lý do nêu trên, hệ thống truyền lực thuỷ lực thể tích được rất hạn chế trên ôtô, nhưng lại được sử dụng hết sức rộng rãi trên các loại xe-máy chuyên dụng có tốc độ di chuyển thấp hoặc không thường xuyên di chuyển trên quãng đường dài.

CHƯƠNG 6
TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG

1. Những yêu cầu cơ bản và phân loại

Truyền động các đăng bao gồm 3 bộ phận chính: khớp các đăng; trục các đăng và các ổ đỡ.

Truyền động các đăng cần đáp ứng các yêu cầu cơ bản sau:

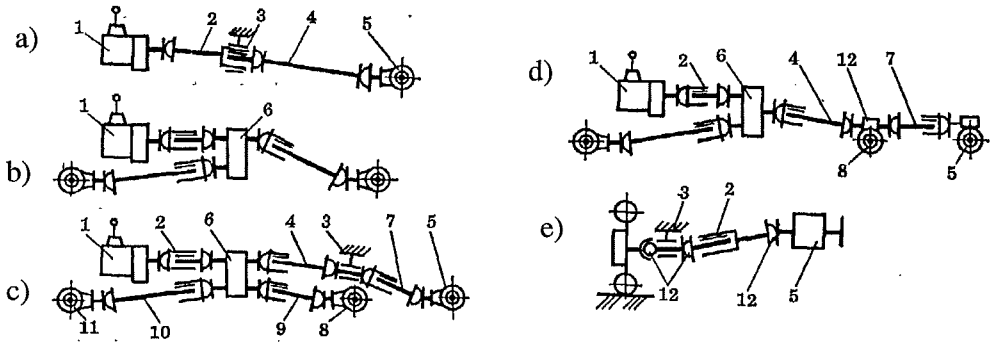
- đảm bảo đồng đều tốc độ giữa các trục vào và trục ra;
- có hiệu suất cao;
- độ rung, ồn trong khi làm việc là tối thiểu;
- tuổi thọ cao.

Truyền động các đăng được phân loại theo các dấu hiệu sau:

- theo số khớp các đăng: một khớp, hai khớp, ba khớp, ...;
- theo loại khớp các đăng: khớp đồng tốc, khớp các đăng khác tốc; khớp mềm, khớp cứng.

Khớp các đăng khác tốc có trục chủ động và trục bị động quay với các tốc độ khác nhau, còn ở khớp các đăng đồng tốc trục chủ động và trục bị động quay cùng một tốc độ.

Trên ôtô sử dụng chủ yếu các khớp các đăng cứng dạng chữ thập. Khớp mềm có các bộ phận đàn hồi bằng cao su đảm bảo làm việc êm dịu hơn, nhưng rất hiếm khi gặp trên



Hình 6.1- *Sơ đồ truyền động các đăng*

Trên hình 6.1-a là kết cấu của truyền động các đăng điển hình sử dụng trên các loại ôtô có cầu sau chủ động. Công suất được truyền từ hộp số 1 tới cầu chủ động 5 qua 2 trục 2 và 4 cùng với 3 khớp các đăng, trong đó trục 2 được lắp trong ổ đỡ trung gian 3.

Ôtô 2 cầu chủ động có HTTL thể hiện trên hình 6.1-b bao gồm 3 bộ truyền động các đăng nối giữa hộp số chính 1 và HPP 6 và giữa HPP với các cầu. HTTL của ôtô 3 cầu chủ động có thể được thực hiện theo 2 phương án. Ở phương án thứ nhất (hình 6.1-c), công suất được truyền từ hộp số 1 tới HPP 6 qua truyền động các đăng 2. Tại HPP công suất được chia thành 3 dòng và dẫn tới các cầu chủ động nhờ các truyền động các đăng. Trên các ôtô hiện đại thường sử dụng HTTL có sơ đồ như trên hình 6.1-d,

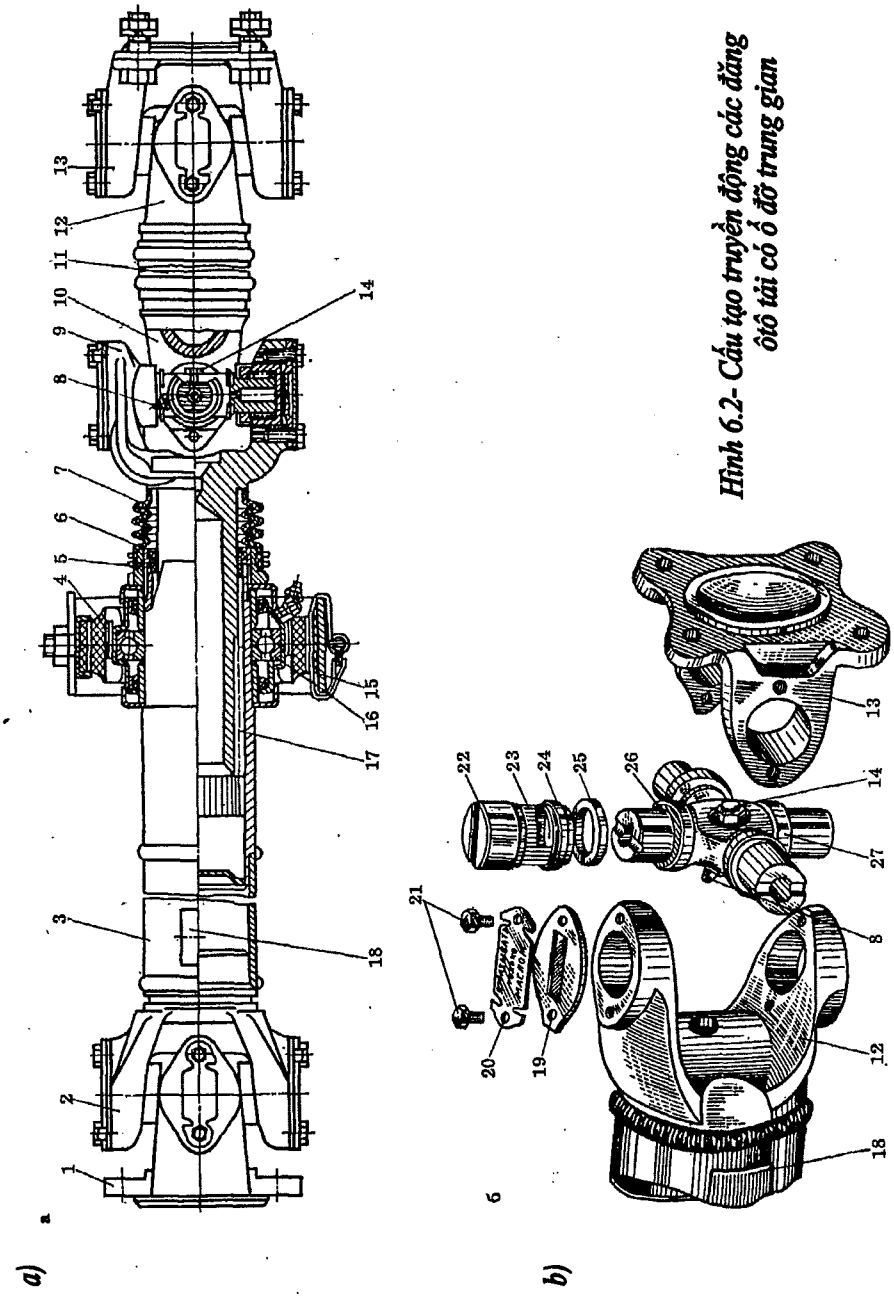
trong đó có cầu giữa là cầu thông qua, cho phép truyền chuyển động qua nó tới cầu sau. Phương án này cho phép giảm số lượng trục các đăng, nên có kết cấu gọn hơn.

Để dẫn động bánh xe chủ động của cầu dẫn hướng, người ta thường sử dụng sơ đồ như thể hiện trên hình 6.1-e. Công suất được truyền từ truyền lực chính 5 tới bánh xe chủ động qua bộ truyền các đăng gồm các trục và 3 khớp các đăng 12.

2. Kết cấu của truyền động các đăng

Trong HTTL của các ôtô hiện đại có cầu sau chủ động thường sử dụng truyền động các đăng có dạng như trên hình 6.2-a, bao gồm các khớp các đăng dạng chữ thập, trục trung gian, trục chính và ổ đỡ.

Khớp các đăng gồm có 2 nạng 12 và 13 (hình 6.2-b) và chữ thập 27 nối các nạng này lại với nhau thông qua các ổ bi kim.



Hình 6.2- Cấu tạo truyền động các đăng ôtô tải có ổ đỡ trung gian

Các nạng 1 và 13 được chế tạo liền với các mặt bích dùng để nối truyền động các đăng với các bộ phận khác (hộp số và cầu chủ động). Nạng 2 của khớp các đăng bên trái được hàn liền với trục trung gian 3, còn nạng 10 của khớp giữa và nạng 12 của khớp bên phải được hàn liền với trục chính 11. Nạng 9 của khớp giữa được nối bằng then hoa 17 với trục trung gian 3. Mối ghép then dạng trượt cho phép thay đổi chiều dài trục để bù vào sự thay đổi khoảng cách giữa hộp số và cầu chủ động khi hệ thống treo biến dạng.

Khớp chữ thập được chế tạo từ thép hợp kim 20, 15, 12 và tôi thấm ni tơ với độ sâu tới 1,2 mm, hoặc bằng thép các bon 55 tôi bề mặt bằng dòng điện cao tần. Độ cứng bề mặt sau khi gia công xong phải đạt 61 ÷ 64 HRC tại các vị trí lắp ổ bi.

Tại các đầu của chữ thập có lắp các cốc 22 cùng với các viên bi kim 23. Các viên bi được chặn bởi vòng hãm 24. Ổ bi được làm kín nhờ vòng đệm 25. Để chặn các ổ theo chiều dọc trục có các nắp đậy 19, chúng được bắt chặt vào nạng 12 bằng các bu lông 21. Các ổ bi của khớp chữ thập được bôi trơn bằng cách bớm mỡ qua vú mỡ 8 ở giữa khớp và theo các lỗ khoan trong các trục chữ thập.

Các ổ bi trong các khớp các đăng trên các ôtô hiện đại được bôi trơn 1 lần ngay tại nhà máy sản suất và không cần bổ sung mỡ trong quá trình sử dụng nên các khớp chữ thập không có vú mỡ. Đối với các loại các đăng này, người ta chỉ kiểm tra và thay mỡ khi ôtô vào đại tu.

Mối ghép then hoa được bôi trơn trong khi lắp ráp. Để giữ cho mỡ bôi trơn khỏi chảy ra ngoài trong quá trình làm việc, ở phía cuối trục có lắp các phớt làm kín 5 và 6 (hình 6.2-a). Ngoài ra, để bảo vệ then hoa khỏi bị bụi bẩn người ta bố trí một ống chắn 7.

Trục các đăng có dạng ống với các nạng được hàn vào các đầu trục hoặc một đầu có nạng còn đầu kia là then hoa. Các ống của trục các đăng được chế tạo từ thép tấm bằng cách cuốn tròn và hàn mép. Vật liệu chế tạo trục là thép các bon thấp (thép 20). Đường kính của trục các đăng thường được tiêu chuẩn hoá. Các then hoa được chế tạo từ thép hợp kim 40X và tôi cao tần để đạt độ cứng bề mặt 44,5 ÷ 46,5 HRC.

Các trục các đăng cần được cân bằng động để giảm tối đa độ rung của nó khi làm việc. Nếu truyền động các đăng có 2 trục thì việc cân bằng động phải được thực hiện đồng thời cho cả 2 trục. Trong quá trình cân bằng động, để tạo đối trọng, người ta hàn các tấm thép 18 lên trục (hình 6.2).

Trục các đăng 3 trên hình 6.2-a có ổ đỡ trung gian bao gồm ổ bi cầu 16 nằm trong gối đỡ bằng cao su 4. Vỏ của ổ đỡ được bắt với khung xe thông qua giá 15. Gối cao su có tác dụng dập tắt dao động của trục và giảm tải lên trục khi khung bị biến dạng.

3. Động học khớp các đăng khác tốc

Nếu 2 trục được nối với nhau bởi một khớp các đăng khác tốc thì khi trục vào quay với vận tốc góc không đổi, trục ra sẽ quay không đều. Điều này được lý giải bởi kết cấu không gian phức tạp của khớp các đăng chữ thập.

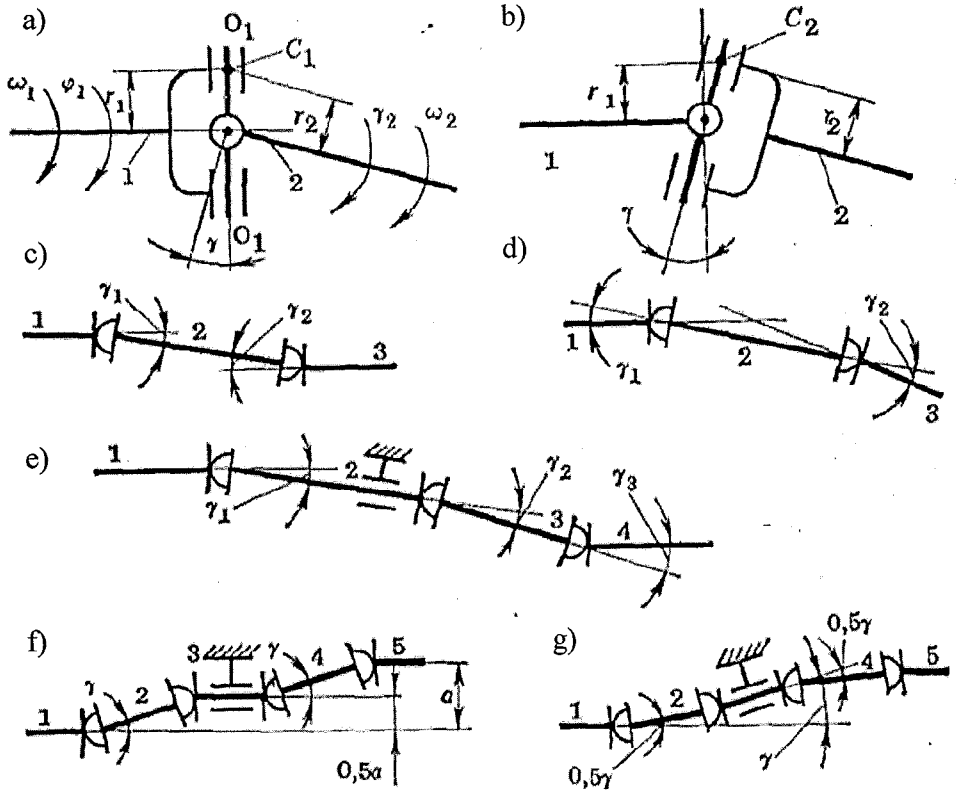
Trên hình 6.3 thể hiện 2 vị trí đặc trưng của chữ thập: ở vị trí thứ nhất trục O_1O_1 (trục quay tương đối của chữa thập) nằm trong mặt phẳng hình vẽ, còn chữ thập thì nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục 1 (hình 6.3-a). Vị trí thứ hai (hình 6.3-b) ứng với vị trí của trục O_1O_1 vuông góc với mặt phẳng hình vẽ còn mặt phẳng chứa chữ thập thì vuông góc với trục 2. Trục O_1O_1 quay trong mặt phẳng vuông góc với trục 1. Nếu

biểu diễn các vận tốc tiếp tuyến của các điểm C_1 và C_2 thông qua các vận tốc góc của các trục 1 và 2 ta có:

$$v_{C1} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = v_{C2}.$$

Các bán kính r_1 và r_2 của các điểm C_1và C_2 ở các vị trí trên được xác định như sau: $r_2 = r_1 \cos\gamma$ và $r_1 = r_2 \cos\gamma$.

Như vậy, ở vị trí thứ nhất: $\omega_2 = \dfrac{\omega_1}{\cos\gamma}$ và ở vị trí thứ hai: $\omega_2 = \omega_1 \cos\gamma$. Đối với các vị trí trung gian của chữ thập vận tốc góc của trục 2 nằm trong khoảng: $\dfrac{\omega_1}{\cos\gamma} > \omega_2 > \omega_1 \cos\gamma$. Kết quả trên cho thấy các trục 1 và 2 không quay cùng một vận tốc.



Hình 6.3- *Sơ đồ các phương án bố trí các truyền động các đăng.*

Quan hệ giữa các góc quay của các trục 1 và 2 được xác định theo biểu thức sau:

$$tg\varphi_1 = tg\varphi_2 \cos\gamma$$

Mức độ không đồng tốc giữa các trục càng lớn nếu góc γ càng lớn. Vì vậy, khi ôtô chở đúng tải trọng định mức thì góc đặt của các trục các đăng không được vượt quá 3° đối với ôtô con, 4° đối với ôtô tải và ôtô chở khách và 8° đối với ôtô có tính năng việt dã cao. Đồng thời góc γ cũng không được phép nhỏ hơn 1° để tránh hiện tượng kẹt các viên bi kim trên các bề mặt tiếp xúc.

Khi thiết kế các bộ truyền động các đăng với các khớp chữ thập cần lưu ý khả năng đồng đều tốc độ giữa trục vào và trục ra. Trên hình 6.3-c là các truyền động các đăng 2 khớp chữ thập với trục 1 và trục 3 có các nạng nằm trong cùng một mặt phẳng, còn các nạng của trục 2 thì vuông góc với mặt phẳng này. Ta có thể viết các biểu thức quan hệ giữa góc quay của các trục như sau:

- ở khớp chữ thập thứ nhất: $tg\varphi_1 = tg\varphi_2 \cos\gamma_1$;
- ở khớp chữ thập thứ hai: $tg\varphi_3 = tg\varphi_2 \cos\gamma_2$.

Như vậy, để đảm bảo cho các trục 1 và 3 quay cùng một tốc độ thì cần thoả mãn các điều kiện sau:

1. Các nạng của trục 1 và trục 3 phải nằm trong cùng một mặt phẳng;
2. Các góc $\gamma_1 = \gamma_2$.

Trên hình 6.3-d thể hiện sơ đồ truyền động các đăng có cách bố trí các nạng tương tự như hình 6.3-c, nên điều kiện đồng tốc vẫn như trên.

Trong trường hợp truyền động các đăng có 3 khớp chữ thập như trên hình 6.3-e, bằng cách làm tương tự như trên ta có điều kiện đồng tốc: $\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 = \cos\gamma_3$ với vị trí các nạng như trên hình vẽ.

Nếu quay nạng bên phải của trục 2 đi một góc 90° thì điều kiện đồng tốc trở nên: $\cos\gamma_1 \cos\gamma_3 = \cos\gamma_2$.

Trong quá trình chuyển động của ôtô các góc γ_2, γ_3 có thể thay đổi trong khi γ_1 không đổi, do vậy, trên thực tế việc đồng tốc giữa các trục 1 và 4 là không thể thực hiện được. Tuy nhiên, có thể giảm sự khác tốc của các trục trên bằng cách giảm góc γ_1 (thường chọn $\gamma_1 = 1 \div 2°$).

Trong truyền động các đăng 4 khớp chữ thập có ổ đỡ trung gian (hình 6.3-f, g) các trục vào 1 và ra 5 có thể đồng tốc được theo nguyên tắc đồng tốc từng cặp khớp các đăng chữ thập như đã trình bày trên đây, nghĩa là: trục 1 đồng tốc với trục 3 và trục 3 đồng tốc với trục 5.

Nếu các góc đặt của trục các đăng nằm trong các mặt phẳng vuông góc với nhau thì góc đặt chung của trục được tính bằng cách tổng hợp các góc trong mặt phẳng ngang γ_n và trong mặt phẳng đứng γ_d:

$$\gamma = \sqrt{\gamma_n^2 + \gamma_d^2}.$$

Góc đặt của trục các đăng ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất của truyền động. Đối với truyền động các đăng với 2 khớp chữ thập, hiệu suất có thể đạt tới 0,99 nếu góc γ nhỏ hơn 8°. Nếu góc γ tăng lên tới 14° thì hiệu suất chỉ còn 0,95 và các ổ bi sẽ phải làm việc ở chế độ nặng (nhiệt độ cao, tốc độ mài mòn lớn).

1. Tính chọn các thông số kết cấu

Đường kính và độ dài trục các đăng được xác định dựa trên cơ sở mô men cần truyền và số vòng quay nguy hiểm. Do có độ lệch tâm trong quá trình chế tạo và cân bằng động không được tuyệt đối, nên khi quay trục các đăng sẽ phải chịu lực ly tâm. Lực này có thể gây nên dao động trục và khi đạt tới số vòng quay nhất định tần số dao động này sẽ trùng với tần số dao động riêng trong HTTL làm xuất hiện hiện tượng cộng hưởng. Số vòng quay này được gọi là số vòng quay nguy hiểm.

Giả sử trọng tâm của trục bị lệch so với trục quay một đoạn bằng e tại tiết diện trung bình của trục. Khi quay với vận tốc góc ω sẽ xuất hiện lực ly tâm làm trục bị võng thêm một đoạn bằng y. Nếu gọi lực ly tâm là P_{lt} ta có:

$$P_{lt} = m(e + y)\omega^2$$

với m là khối lượng của trục.

Lực ly tâm sẽ làm xuất hiện trong trục một lực đàn hồi P_{dh} cân bằng với nó. Theo Sức bền vật liệu:

$$P_{dh} = Cy\frac{EJ}{L^3}$$

trong đó E- mô đun đàn hồi của vật liệu (E = 2,1.10^5 MN/m^2); L- chiều dài của trục (m); J- mô men quán tính độc cực của tiết diện trục (m^4); C- hệ số phụ thuộc vào chế độ tải và loại gối tựa.

Đối với trường hợp tải phân bố đều theo chiều dài của trục và trục có thể biến dạng tự do trong các gối tựa thì C = 384/5; nếu trục nằm trong ổ bi và không thể biến dạng tự do trong các gối tựa thì C = 384.

Cân bằng các lực P_{lt} và P_{dh} ta có:

$$y = \frac{m\omega^2 e}{C\frac{EJ}{L^3} - m\omega^2}$$

Biểu thức trên cho thấy, nếu $C\frac{EJ}{L^3} - m\omega^2 = 0$ thì độ võng trục trở nên vô cùng lớn, nghĩa là trục sẽ bị gãy. Vận tốc góc ứng với điều kiện trên được gọi là vận tốc nguy hiểm ω_0 và số vòng quay tương ứng với nó gọi là số vòng quay nguy hiểm n_0:

$$n_0 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{CEJ}{mL^3}}$$

Nếu trục các đăng là trục đặc có đường kính là D chế tạo từ thép có trọng lượng riêng là $\gamma = 0{,}78$ N/cm^3 thì:

$$J = \pi\frac{D^4}{64};\ m = \frac{\pi D^2}{4}\frac{L\gamma}{g},$$

thay vào công thức trên ta được:

$$n_0 = 1{,}225.10^6\sqrt{C}\frac{D}{L^2}$$

Nếu trục các đăng là trục rỗng có đường kính ngoài là D và đường kính trong là d thì tương tự như trên ta có:

$$n_0 = 1{,}225.10^6\sqrt{C}\frac{\sqrt{D^2+d^2}}{L^2}.$$

Trong các truyền động các đăng thường gặp trên ôtô, trục các đăng được chế tạo rỗng và bố trí tự do trên các gối tựa, nên số vòng quay nguy hiểm được tính như sau:

$$n_0 = 1{,}185.10^7\frac{\sqrt{D^2+d^2}}{L^2} \qquad (6.1)$$

Chiều dài của trục các đăng L được tính bằng khoảng cách giữa 2 tâm của 2 khớp chữ thập. Nếu trục các đăng chỉ có 1 khớp chữ thập thì chiều dài được lấy từ tâm của khớp đến vị trí lắp ổ đỡ trung gian. Đối với trục các đăng có mối ghép then di trượt L được tính bằng chiều dài ngắn nhất của trục cộng với dịch chuyển lớn nhất trong mối ghép then.

Nếu trục các đăng được tạo bởi các đoạn trục đặc và rỗng thì số vòng quay nguy hiểm của nó được tính theo công thức 6.1, nhưng thay cho chiều dài L là chiều dài tương đương L_{td}. Sơ đồ tính chiều dài tương đương được trình bày trên hình 6.4. Phần trục

đặc có đường kính d_d và chiều dài L_d, còn phần rỗng có các đường kính D, d và chiều dài L_r.

Công thức 6.1 áp dụng cho các đoạn trục đặc và đoạn trục rỗng tương đương có đường kính D và d có dạng:

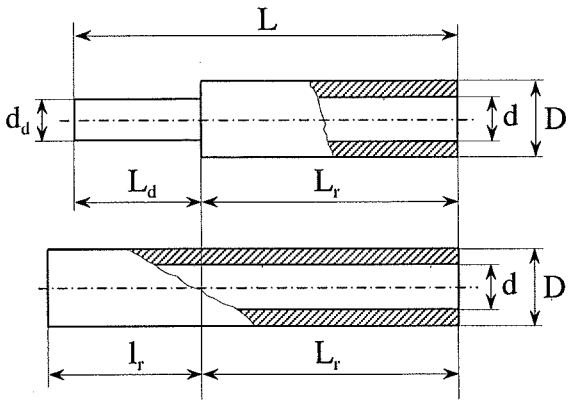
$$n_0 = 1{,}185.10^7 \frac{\sqrt{D^2+d^2}}{l_r^2} = 1{,}185.10^7 \frac{d_d}{L_d^2}$$

Từ công thức trên, chiều dài của đoạn ống tương đương thay thế cho đoạn trục đặc được tính như sau:

$$l_r = L_d \sqrt{\frac{\sqrt{D^2+d^2}}{d_d}}.$$

Như vậy chiều dài tương đương của toàn bộ trục là:

$$L_{td} = L + (l_r - L_d).$$



Hình 6.4- *Sơ đồ tính toán chiều dài tương đương trục các đăng.*

Cũng tương tự như trên, các đoạn trục đặc có thể được quy về các đoạn trục rỗng.

Độ dài tối đa cho phép của trục các đăng được xác định theo điều kiện đảm bảo số vòng quay cực đại của trục, ứng với tốc độ chuyển động cực đại của ôtô, không vượt quá 70 % số vòng quay nguy hiểm:

$$\frac{n_{\max}}{n_0} \le 0{,}7 \qquad (6.2)$$

Chiều dài tối đa cho phép của trục các đăng được xác định theo trình tự sau:

1. xác định mô men xoắn tính toán M_t trên trục các đăng ở tay số thấp nhất của hộp số:

$$M_t = M_1 i_1 \qquad (6.3)$$

trong đó M_1- mô men xoắn trên trục sơ cấp của hộp số, i_1- tỷ số truyền từ trục sơ cấp của hộp số tới trục các đăng ở tay số thấp nhất;

2. xác định số vòng quay lớn nhất của trục các đăng:

$$n_{\max} = \frac{1}{r_0} 2{,}65 v_{a\max} i_{t-b} \qquad (6.4)$$

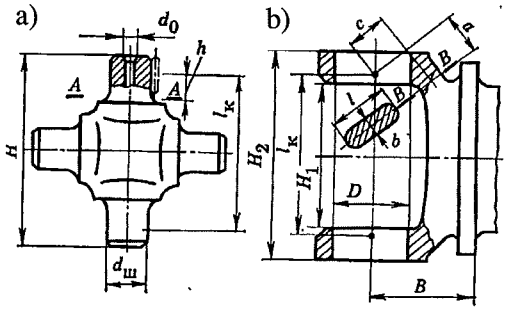
trong đó i_{t-b} - tỷ số truyền tính từ trục các đăng đến bánh xe chủ động; $v_{a\max}$ - vận tốc cực đại của ôtô, km/h;

3. chọn đường các kính D và d của trục các đăng tương ứng với ứng suất xoắn 100 ÷ 120 MPa đối với ôtô tải và 25 ÷ 55 MPa đối với ôtô con (theo tiêu chuẩn);

4. xác định chiều dài tối đa cho phép L_{max} bằng cách sử dụng các công thức 6.1 và 6.2, trong đó bằng L_{max}:

$$L_{\max} = \sqrt{0{,}83.10^7 \frac{\sqrt{D^2+d^2}}{n_{\max}}}.$$

5. Các kích thước cơ bản của chữ thập và nạng các đăng được thể hiện trên hình 6.5. Các kích thước này thường được tiêu chuẩn hoá và có thể chọn theo tiêu chuẩn.



Hình 6.5
Các kích thước cơ bản của chữ thập và nạng của khớp các đăng

5. Tính bền các chi tiết cơ bản

Các ngõng của chữ thập được tính kiểm tra bền theo uốn và cắt dưới tác dụng của một lực tập trung tương đương đặt tại giữa ngõng:

$$F_n = \frac{M_{j\max}}{l_k} \qquad (6.5)$$

trong đó l_k là khoảng cách giữa các ổ bi kim nằm đối xứng, m (hình 6.5).

Ứng suất uốn (MPa) tại tiết diện A-A (hình 6.5):

$$\sigma_u = \frac{F_n h}{W_u}$$

với h là vị trí đặt lực F_n (coi lực đặt tại giữa ổ bi); W_u- mô men chống uốn, mm^3: đối với ngõng không có lỗ bơm mỡ $W_u = 0{,}1d_n^3$, đối với ngõng có lỗ bơm mỡ $W_u = 0{,}1d_n^3\left[1-\left(\frac{d_0}{d_n}\right)^4\right]$.

Chi tiết được coi là đủ bền nếu: $\sigma_u \le [\sigma_u] = 250 \div 300$ MPa.

Ứng suất cắt (MPa) tại tiết diện A-A:

$$\tau_c = \frac{4F_n}{\pi d_n^2} \text{ hay } \tau_c = \frac{4F_n}{\pi(d_n^2 - d_0^2)}.$$

Điều kiện bền theo cắt: $\tau_c \le 80 \div 120$ MPa.

Nạng của trục các đăng chịu uốn và xoắn dưới tác dụng của lực F_n. Ứng suất uốn (MPa) tại tiết diện B-B (hình 6.5-b):

$$\sigma_u = \frac{F_n a}{W_u}$$

và ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{F_n c}{W_x}.$$

Các mô men W_u và W_x phụ thuộc vào hình dạng của tiết diện B-B. Trong nhiều trường hợp tiết diện này có có thể coi là hình chữ nhật (hình 6.5-b) với bệ rộng là b và chiều dài là l, khi đó:

$$W_u = \frac{bl^2}{6} \quad \text{và} \quad W_x = klb^2.$$

Hệ số k được chọn theo tỷ lệ giữa các cạnh của hình chữ nhật theo bảng dưới đây.

l/b	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3	4	10
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Chi tiết được coi là đủ bền nếu:

$$\sigma_u \le 50 \div 80 \text{ MPa} \quad \text{và} \quad \tau \le 80 \div 160 \text{ MPa}.$$

Các ổ đỡ trung gian có thể được chọn theo kết cấu hoặc tính chọn tương tự như các ổ khác.

Trục các đăng được tính bền theo xoắn. Ứng suất xoắn dưới tác dụng của mô men tính toán M_t và mô men động cực đại:

$$\tau_x = \frac{M_t}{W_x} \quad \text{và} \quad \tau_{x\max} = \frac{M_j}{W_x}.$$

Mô men chống xoắn của tiết diện trục:

$$W_x = \frac{\pi}{16}\frac{D^4 - d^4}{D}.$$

Điều kiện bền: $\tau_x \le 300$ MPa.

Ngoài ra trục các đăng còn được kiểm tra theo góc xoắn:

$$\theta_x = \frac{M_t L_r}{I_x G}\frac{180°}{\pi}$$

trong đó L_r- độ dài của ống trục các đăng, m; I_x- mô men quán tính độc cực của tiết diện, m^4:

$$I_x = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

G- mô đun đàn hồi chống xoắn, đối với thép: $G = 8{,}5.10^4$ MPa.

Điều kiện đảm bảo độ cứng vững chống xoắn của trục: $\theta_x \le 3 \div 9°$ trên 1 m chiều dài trục.

Khi tính bền mối ghép then di trượt, cần kiểm tra ứng suất chèn dập các mặt bên của then. Điều kiện bền chống chèn dập:

$$\sigma_{cd} \le 15 \div 20 \text{ MPa}.$$

6. Khớp các đăng đồng tốc

Các khớp các đăng đồng tốc thường được sử dụng trong dẫn động cầu dẫn hướng chủ động và dẫn động các bánh xe chủ động trong trường hợp hệ thống treo độc lập, chúng có thể đảm bảo góc nghiêng giữa các trục tới 50°.

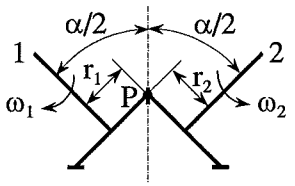
Trên các ôtô hiện nay thường sử dụng một số loại khớp các đăng đồng tốc như: khớp chữ thập kép, khớp các đăng cam và khớp các đăng dạng bi. Trong đó khớp các đăng bi được sử dụng phổ biến hơn cả.

Các khớp các đăng dạng bi bao gồm 2 nạng, bên trong các nạng này có các rãnh với biên dạng xác định để bố trí các viên bi. Điều kiện đồng tốc của các khớp các đăng này được giải thích trên sơ đồ hình 6.6.

Giả sử có 2 bánh răng côn ăn khớp với nhau có điểm tiếp xúc là P nằm trong mặt phẳng phân giác của góc tạo bởi các trục 1 và 2 của các bánh răng. Xét vận tốc tiếp tuyến tại điểm tiếp xúc P ta có:

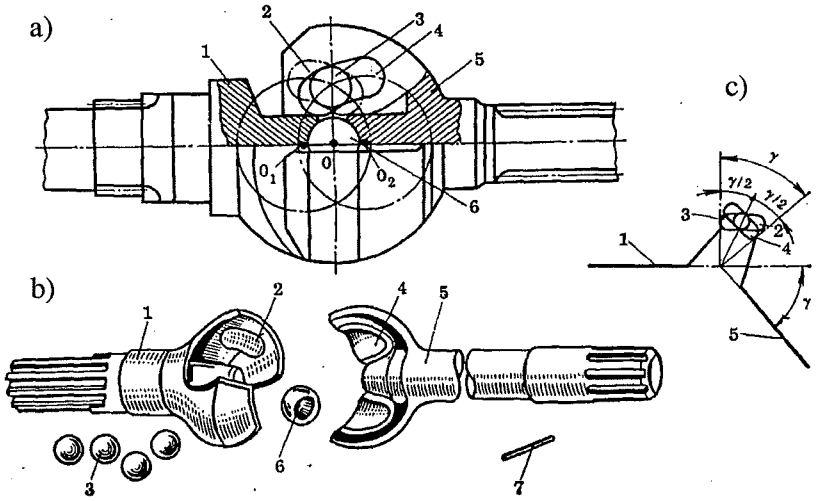
$$v_P = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$$

Do điểm P nằm trong mặt phẳng phân giác của góc tạo bởi 2 trục, nên luôn thoả mãn điều kiện: $r_1 = r_2$ và vì vậy: $\omega_1 = \omega_2$. Điều này có nghĩa là các trục 1 và 2 luôn quay đồng tốc với nhau.



Hình 6.6- *Sơ đồ nguyên lý làm việc của khớp các đăng đồng tốc dạng bi*

Các khớp các đăng đồng tốc dạng bi đều được chế tạo dựa trên nguyên lý trên.



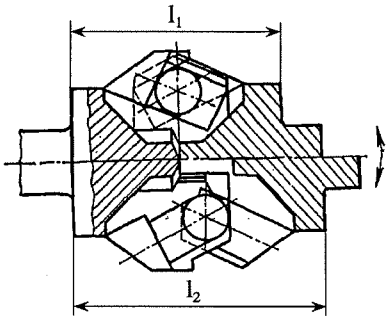
Hình 6.7- *Khớp các đăng bi với các rãnh chia*
a, b- cấu tạo; c- sơ đồ nguyên lý đồng tốc giữa các trục.

Trên hình 6.7 là kết cấu của khớp các đăng đồng tốc có các rãnh chia. Khớp bao gồm các trục 1 và 5, ở đầu mỗi trục là các nạng hình bán cầu phía trong có khoét các rãnh 2 và 4. Khi lắp vào với nhau, các nạng được bố trí trong các mặt phẳng vuông góc và giữa chúng là các viên bi cầu 3. Để định tâm các nạng người ta sử dụng chốt 7 và viên bi định tâm 6: một đầu của chốt nằm trong tâm của nạng 4, đầu còn lại nằm trong viên bi 6. Một số khớp các đăng có cấu tạo tương tự như trên nhưng không có chốt 7. Các rãnh trong các nạng được thực hiện sao cho đường tâm của chúng chạy trên các cung tròn có bán kính bằng nhau và có tâm là O_1 và O_2. Hai tâm này nằm cách đều tâm O của viên bi định tâm 6 (đồng thời là tâm của khớp). Với kết cấu như vậy, dù cho các trục 1 và 5 tạo với nhau một góc γ bất kỳ nào đó thì các viên bi 3 vẫn luôn nằm trong mặt phẳng phân giác chia đôi góc này (hình 6.7-c). Như vậy các trục 1 và 5 luôn quay đồng tốc với nhau theo nguyên tắc đã trình bày trên đây.

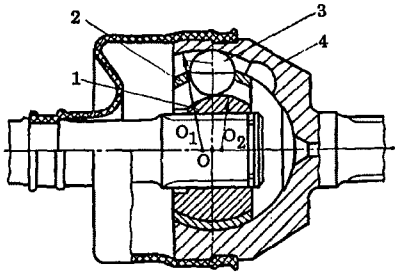
Khớp các đăng đồng tốc dạng rãnh chia mô tả trên đây thường có 4 viên bi tỳ 3 và 1 viên bi định tâm 6. Các viên bi tỳ được lắp với độ căng ban đầu nhất định, trước khi

lắp chúng được lựa chọn để có kích thước giống nhau trong phạm vi dung sai cho phép. Khớp các đăng loại này có thể truyền được mô men từ 1,34 đến 7,60 kNm.

Một trong những biến thể của khớp các đăng đồng tốc dạng rãnh chia là khớp các đăng với các rãnh thẳng (hình 6.8). Khớp này cho phép các trục làm việc với các góc khác nhau đồng thời cho phép có độ dịch chuyển dọc trục (l_1 là kích thước tối thiểu của khớp khi nó bị nén, còn l_2 là kích thước tối đa khi khớp bị kéo ra).



Hình 6.8- *Khớp các đăng bi với các rãnh thẳng*



Hình 6.9- *Khớp các đăng bi với các rãnh có tiết diện thay đổi*

Trên hình 6.9 mô tả kết cấu của khớp các đăng bi với các rãnh có tiết diện thay đổi. Nó bao gồm lõi 1 , vòng cách 2, các viên bi 3 và vỏ dạng bán cầu 4. Các tâm của các rãnh trên lõi và trên vỏ là O_1 và O_2 nằm cách đều tâm O của khớp các đăng. Do vị trí của các đường tâm của các rãnh so với tâm O của khớp thay đổi theo góc giữa các trục sao cho các viên bi luôn nằm trong mặt phẳng phân giác của góc này nên điều kiện đồng tốc luôn luôn được bảo đảm.

Các khớp chữ thập kép được tính toán tương tự như các khớp các đăng khác tốc đã trình bày trên đây. Các khớp các đăng dạng cam được tính kiểm tra bền theo chèn dập tại các bề mặt tiếp xúc, tuy nhiên ứng suất ở đây thường không lớn do các diện tích tiếp xúc rất rộng. Các nạng của các khớp các đăng này cũng được tính toán tương tự như các nạng trong khớp chữ thập.

Các nạng và các viên bi của khớp các đăng đồng tốc được chế tạo từ thép hợp kim 15 có tôi thấm bề mặt.

CHƯƠNG 7
CẦU CHỦ ĐỘNG

A- TRUYỀN LỰC CHÍNH

1. Những yêu cầu cơ bản và phân loại

Truyền lực chính (TLC) là cơ cấu biến đổi mô men trong HTTL và nằm giữa các bánh xe chủ động của ôtô.

Truyền lực chính cần đáp ứng những yêu cầu sau:

- đảm bảo đặc tính động lực học và tính kinh tế nhiên liệu tối ưu cho ôtô với các tỷ số truyền đã chọn;
- có hiệu suất cao, làm việc êm dịu và không ồn;
- đảm bảo khoảng sáng gầm xe đủ lớn;
- đảm bảo độ cứng vững của vỏ, các ổ và các trục.

Truyền lực chính theo số lượng, dạng và cách bố trí các bánh răng.

Theo số lượng bánh răng TLC có 2 dạng: truyền lực đơn (một cặp bánh răng) và truyền lực kép (2 cặp bánh răng).

Truyền lực đơn lại có thể được phân loại theo dạng bánh răng:

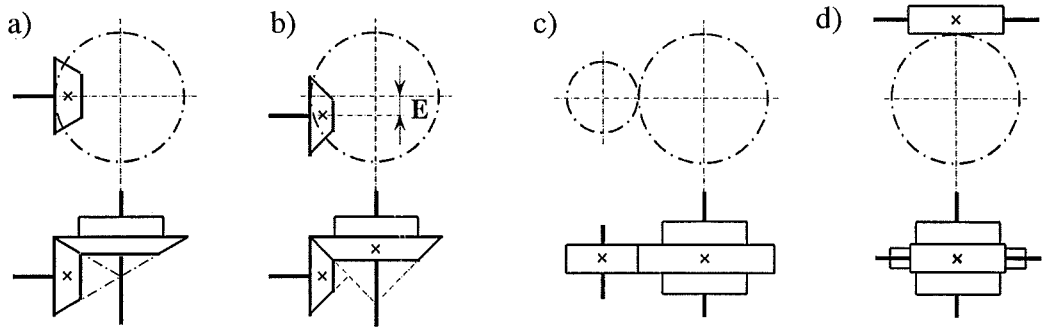
- TLC bánh răng côn;
- TLC dạng hypôit;
- TLC bánh răng trụ;
- TLC dạng trục vít.

Truyền lực kép có thể được phân thành 2 loại: truyền lực trung tâm với cả 2 cặp bánh răng được bố trí trong cùng 1 cụm nằm giữa 2 bánh xe chủ động và truyền lực chính kép bố trí không tập trung với cặp bánh răng thứ 2 được bố trí tại các dẫn động tới các bánh xe chủ động.

Theo số cấp số có thể phân TLC thành truyền lực một cấp (chỉ có 1 tỷ số truyền duy nhất) và truyền lực 2 cấp (có 2 cấp số, được điều khiển bởi người lái).

2. Cấu tạo truyền lực chính

Truyền lực chính đơn (hình 7.1) có kết cấu gọn, nhẹ, đơn giản dễ sản xuất và bảo dưỡng sửa chữa, giá thành thấp nên được sử dụng rất phổ biến trong các HTTL ôtô. Tuy nhiên, do chỉ có 1 cặp bánh răng, nên tỷ số truyền của TLC dạng này bị giới hạn ($i_0 \leq 7$) và khả năng chịu tải không lớn, nên khi cần truyền mô men lớn sẽ phải tăng mô đun răng, điều này dẫn đến tăng kích thước bánh răng và giảm khoảng sáng gầm xe.



Hình 7.1- *Các sơ đồ truyền lực chính đơn trên ôtô*

Trên hình 7.1 là sơ đồ nguyên lý của các dạng truyền lực chính đơn thông dụng. TLC bánh răng côn (hình 7.1-a) được sử dụng trên một số ôtô con và ôtô tải nhỏ.

TLC dạng hypôit (hình 7.1-b) được sử dụng ngày càng rộng rãi trên các loại ôtô do có những ưu điểm nổi trội: khả năng chịu tải lớn, làm việc êm dịu và không ồn. Đặc điểm nhận dạng của TLC loại này là trục của các bánh răng không cắt nhau mà đặt lệch nhau một đoạn bằng E.

TLC bánh răng trụ (hình 7.1-c) được sử dụng trên các ôtô con có động cơ đặt trước nằm ngang và cầu trước chủ động.

TLC trục vít bánh vít (hình 7.1-d) cho phép có tỷ số truyền lớn hơn 7 với kết cấu nhỏ gọn. Tuy nhiên, truyền động trục vít có hiệu suất và khả năng chịu tải thấp hơn truyền động bánh răng côn và truyền động hypôit, hơn nữa giá thành sản xuất của dạng truyền động này lại cao hơn nên được sử dụng tương đối hạn chế (sử dụng trên một số loại ôtô có tính năng việt dã cao).

Truyền lực chính đơn hoặc TLC chính kép bố trí trung tâm thường sử dụng các cặp bánh răng côn xoắn hoặc hypôit.

Các bánh răng hypôit có hình dạng bên ngoài giống như các bánh răng côn xoắn, nhưng thực chất chúng rất khác nhau về mặt hình học. Truyền động hypôit có những điểm khác biệt sau:

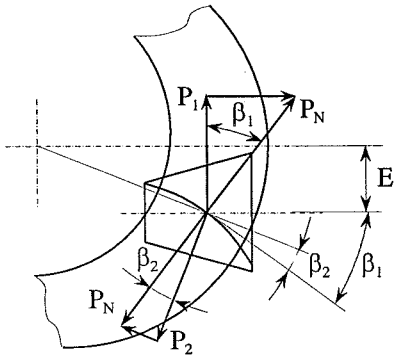
- trục của các bánh răng không cắt nhau;
- góc nghiêng trung bình của bánh răng chủ động β_{m1} và của bánh răng bị động β_{m2} không bằng nhau ($\beta_{m1} > \beta_{m2}$);
- mô đun tiếp tuyến của bánh răng chủ động lớn hơn mô đun tiếp tuyến của bánh răng bị động.

Để so sánh truyền động hypôit với truyền động bánh răng côn xoắn ta xét sơ đồ lực tác dụng lên cặp bánh răng hypôit thể hiện trên hình 7.2. Lực pháp tuyến tác động lên các bánh răng tại vết ăn khớp bằng nhau, nhưng các lực tiếp tuyến P_1 và P_2 không bằng nhau, cụ thể:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} = \frac{1}{k_h}$$

ở đây, k_h là hệ số tăng kích thước của bộ truyền hypôit, β_1 và β_2 là góc xoắn của răng của các bánh răng chủ động và bị động (góc β_1 thường lớn hơn β_2).

Do các góc β được lấy ở tiết diện trung bình nên thường ký hiệu là β_{m1} và β_{m2}.



Hình 7.2-
Sơ đồ lực tác dụng trên bộ truyền hypôit

Nếu gọi tỷ số truyền của truyền lực chính hypôit là i_0 ta có:

- tỷ số truyền của TLC bánh răng côn: $i_0^c = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$;
- tỷ số truyền của TLC bánh răng hypôit được tính như sau:

$$i_0^h = \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 D_2}{P_1 D_1} = \frac{D_2}{D_1} k_h,$$

với: $k_h = \dfrac{\cos\beta_{m2}}{\cos\beta_{m1}}$.

Do $\beta_{m1} > \beta_{m2}$, nên $k_h > 1$ và như vậy: $i_0^h > i_0^c$. Thông thường, trong TLC hypôit, $k_h = 1{,}3 \div 1{,}5$, còn góc nghiêng $\beta_{m1} = 50°$ nếu số răng của bánh răng chủ động $z_1 \leq 13$ và $\beta_{m1} = 45°$ nếu số răng của bánh răng chủ động $z_1 \geq 14$. Từ đây, còn có thể rút ra một số nhận xét như sau:

- cùng một tỷ số truyền, nếu D_1 không thay đổi thì bộ truyền hypôit có D_2 nhỏ hơn bộ truyền côn xoắn, nghĩa là kích thước TLC giảm;
- cùng một tỷ số truyền, nếu D_2 không thay đổi thì ở bộ truyền hypôit có thể tăng D_1 nhờ đó độ bền của TLC hypôit cao hơn.

Truyền lực chính kép có kích thước, khối lượng và giá thành lớn hơn so với truyền lực đơn, nhưng nó cho phép tạo được tỷ số truyền lớn ($i_0 \leq 12$) mà không làm giảm khoảng sáng gầm xe.

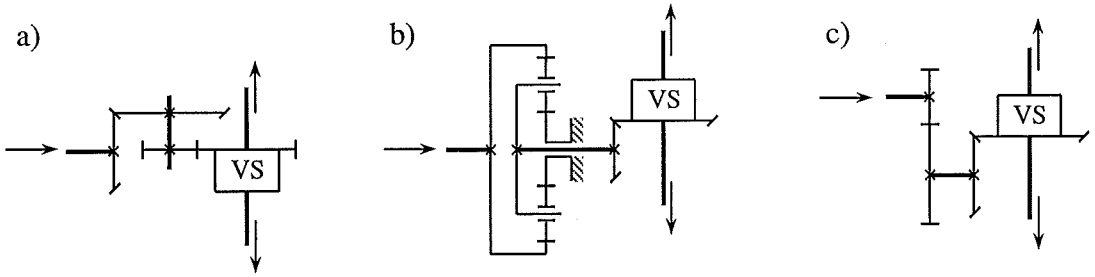
Truyền lực chính kép bố trí trung tâm có thể được thực hiện theo một số phương án như sau:

a)- 1 cặp bánh răng côn (hypôit) và 1 cặp bánh răng trụ (hình 7.3-a);

b)- 1 cặp bánh răng côn (hypôit, trục vít) và 1 cơ cấu hành tinh;

c)- 1 cơ cấu hành tinh và một cặp bánh răng côn (hypôit) (hình 7.3-b);

d)- 1 cặp bánh răng trụ 1 và cặp bánh răng côn (hypôit) (hình 7.3-c);



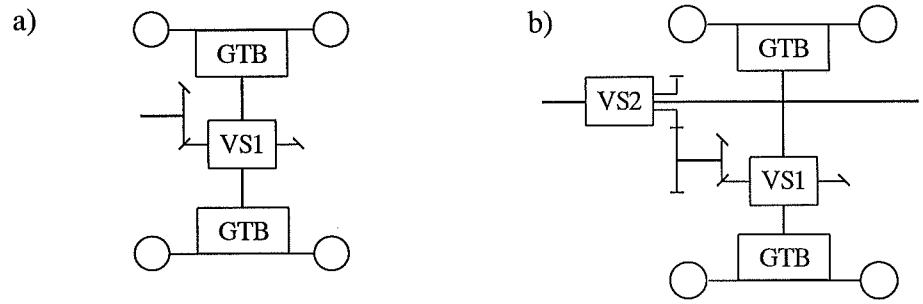
Hình 7.3- *Các sơ đồ nguyên lý các truyền lực chính kép trung tâm*

Trong các phương án trên thì phương án thứ nhất có kết cấu đơn giản, dễ thực hiện và gọn hơn nên được sử dụng nhiều hơn. Với kết cấu này, chiều dài tổng thể của bộ TLC chính tăng lên và nhờ đó giảm được chiều dài của trục các đăng, tuy nhiên điều này cũng dẫn đến việc tăng góc giữa các trục các đăng làm giảm hiệu suất của truyền động. Phương án bố trí TLC như trên còn cho phép giảm được lực dọc trục trên các ổ bi của trục trung gian bằng cách hướng lực dọc trục của cặp bánh răng trụ ngược chiều với lực sinh ra trên cặp bánh răng côn.

Truyền lực chính bố trí không tập trung bao gồm 1 bộ giảm tốc trung tâm nằm giữa 2 bánh xe tương tự như ở TLC đơn (một cặp bánh răng côn hoặc hypôit cùng với bộ vi sai "VS1") và 2 bộ giảm tốc bên "GTB" đặt tại các bánh xe (hình 7.4-a). Trên hình 7.4-b là sơ đồ nguyên lý của TLC kép của cầu chủ động giữa có trục truyền động tới cầu sau, trong đó VS2 là bộ vi sai giữa các cầu.

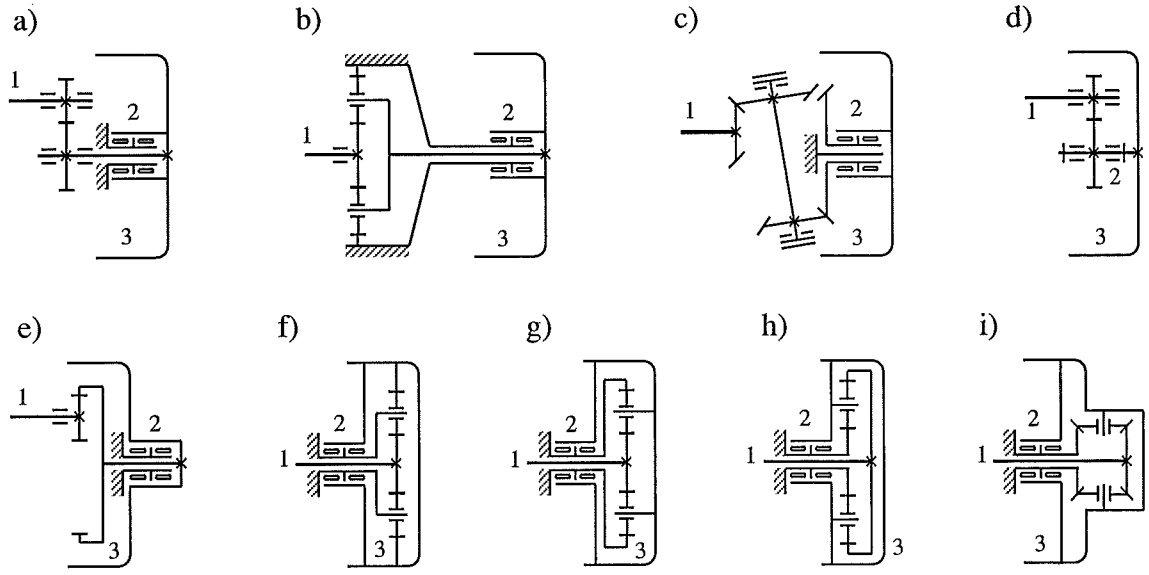
Truyền lực chính kép bố trí không tập trung phức tạp hơn so với TLC trung tâm, nó có nhiều bánh răng và nhiều ổ bi hơn. Tuy nhiên, dạng TLC này được sử dụng tương đối rộng rãi trên các ôtô có tải trong lớn nhờ các ưu điểm sau:

- vi sai giữa các bánh xe và các có kích thước nhỏ hơn do tỷ số truyền của TLC trung tâm giảm;
- giảm kích thước của phần giữa cầu, tăng khoảng sáng gầm xe;
- có khả năng thay đổi tỷ số truyền của TLC mà không cần thay đổi kết cấu của phần giữa cầu chủ động.



Hình 7.4- *Sơ đồ nguyên lý các TLC bố trí không tập trung*

Trong thực tế có thể phân biệt 2 dạng truyền lực chính không tập trung: truyền lực bên và truyền lực bánh xe. Trong trường hợp thứ nhất, bộ giảm tốc được bố trí ngay cạnh TLC trung tâm hoặc ở gần với bánh xe (hình 7.5-a, b, c), còn trong trường hợp thứ hai bộ giảm tốc được đặt trực tiếp trong lòng bánh xe (hình 7.5- d ÷ i).



Hình 7.5- *Các sơ đồ nguyên lý các truyền lực chính kép không tập trung:*
1- trục chủ động; 2- moay ơ bánh xe; 3- tang trống.

Trên hình 7.5 thể hiện một số sơ đồ nguyên lý điển hình của các TLC kép bố trí không tập trung. Các bộ giảm tốc bên có thể sử dụng truyền động bánh răng trụ ăn khớp ngoài (hình 7.5- a, d), bánh răng côn ăn khớp ngoài (hình 7.5- c), bánh răng trụ ăn khớp trong (hình 7.5- e, f), truyền động dạng hành tinh bánh răng trụ với bánh răng bao đứng yên (hình 7.5- b, g) hoặc bánh răng mặt trời đứng yên (hình 7.5- h), truyền động dạng hành tinh bánh răng côn (hình 7.5- i).

Để có được tỷ số truyền lớn hơn có thể sử dụng bộ giảm tốc bên với cặp bánh răng trụ ăn khớp trong. Dạng này có kết cấu gọn, nhưng nhược điểm của nó là chiếm nhiều phần không gian bên trong tang trống nên khó bố trí cơ cấu phanh và moay ơ bánh xe.

Nhìn chung các bộ giảm tốc bên sử dụng chủ yếu các bánh răng trụ do chúng có kết cấu đơn giản, bố trí gọn hơn và khả năng chịu tải cao hơn.

Bộ giảm tốc dạng cơ cấu hành tinh có cần dẫn cố định có thể cho được tỷ số truyền trong khoảng từ 2 đến 5. Ưu điểm của dạng kết cấu này là vận tốc quay tương đối của các ổ bi đỡ các bánh răng hành tinh tương đối nhỏ.

Các bộ giảm tốc hành tinh có bánh răng bao cố định cho phép có được tỷ số truyền lớn hơn (3 ÷ 7) và được sử dụng khá rộng rãi trên ôtô.

Nếu cố định bánh răng mặt trời thì tỷ số truyền của bộ giảm tốc rất nhỏ (1,2 ÷ 1,5) nên phương án này hầu như không được sử dụng trên thực tế.

Trong các bộ giảm tốc trình bày trên đây đều sử dụng 3 bánh răng hành tinh và chỉ có một số ít trường hợp sử dụng 4 hoặc 5 bánh răng hành tinh. Việc tăng số bánh răng hành tinh thường làm phức tạp thêm kết cấu, tăng giá thành và đồng thời đòi hỏi phải có những giải pháp đảm bảo sự phân bố tải đều cho các bánh răng.

TLC có bộ giảm tốc bên bằng bánh răng côn rất ít được sử dụng do kết cấu quá phức tạp. Ngoài các dạng kết cấu điển hình nêu trên, trong thực tế có thể gặp một số dạng TLC bố trí không tập trung với 2 cặp bánh răng bố trí trung tâm (1 cặp bánh răng côn cùng với 1 cặp bánh răng trụ) và 1 bộ giảm tốc bên dạng hành tinh.

TLC hai cấp có thể được sử dụng với mục đích mở rộng vùng thay đổi tỷ số truyền của HTTL. Cấp số thấp của dạng TLC này thường sử dụng trong điều kiện chuyển động nặng nhọc trên các loại đường xấu hoặc đồi núi, đòi hỏi phải có lực kéo lớn. Cấp số cao, sử dụng trong điều kiện đường xá tốt hoặc khi ôtô chở không đầy tải, cho phép tăng vận tốc chuyển động trung bình và tăng tính kinh tế nhiên liệu của ôtô.

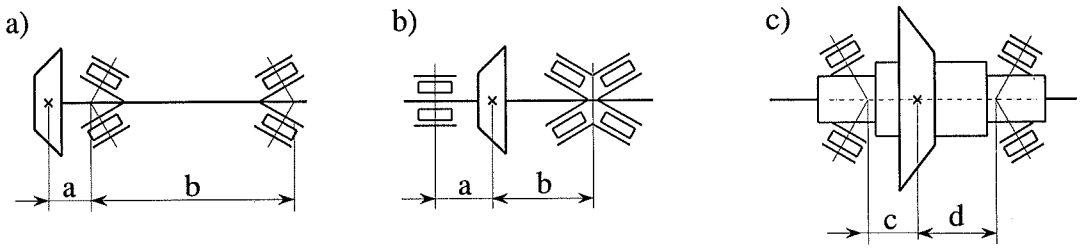
Nhược điểm của các TLC 2 cấp là kết cấu phức tạp và không thể thay đổi cấp số khi ôtô đang chuyển động. Việc điều khiển càng trở nên phức tạp khi ôtô có nhiều cầu chủ động và chúng cần được gài số đồng thời. Với những lý do trên, TLC hai cấp ít khi được sử dụng trên ôtô.

Các bánh răng của truyền lực chính được chế tạo từ thép hợp kim chất lượng cao 20XHM, 30XΓT, 20X2H4A, 20 XΓHM, 25 XΓHM, 20 XΓHTA, 15 XΓH2TA, ... và được tôi thấm với độ sâu 1,2 ÷ 1,5 mm. Sau khi nhiệt luyện, độ cứng bề mặt răng phải đạt 59 ÷ 65 HRC để đảm bảo độ bền chống mài mòn. Độ cứng của phần lõi ở vùng chân răng đạt khoảng 26 ÷ 35 HRC để đảm bảo độ bền dẻo chống lại tải xung và chống uốn.

Một trong những yêu cầu quan trọng đối với vỏ của TLC là độ cứng vững của kết cấu, bởi vì nó đảm bảo điều kiện ăn khớp đúng cho các bánh răng. Để tăng độ cứng vững, bên trong và bên ngoài vỏ có bố trí các gân tăng cứng (xem hình 7.3). Vỏ của TLC thường được chế tạo bằng gang.

Trục của bánh răng côn chủ động trong các TLC ôtô hiện đại có thể được bố trí theo 2 phương án: lắp công xôn (hình 7.6-a) lắp trên các ổ đỡ cả 2 đầu (hình 7.6-b). Sơ đồ b đảm bảo độ cứng vững của trục tốt hơn sơ đồ a. Tuy nhiên, kết cấu của sơ đồ b phức tạp hơn và trong nhiều trường hợp rất khó tìm được khoảng không để bố trí ổ bi đỡ đầu trong của trục.

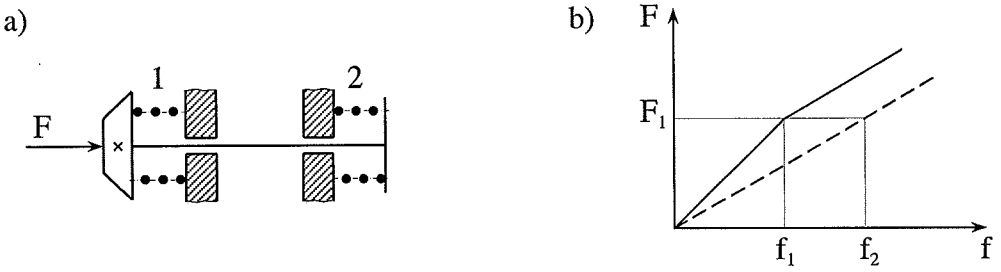
Để tăng độ cứng vững của trục có thể áp dụng một số giải pháp sau: tăng khoảng cách b giữa các ổ, và giảm khoảng cách a từ bánh răng đến ổ gần nhất (hình 7.6-a); giảm khoảng cách giữa các gối đỡ (a + b) nằm ở 2 phía của bánh răng (hình 7.6-b). Độ cứng của trục phải đảm bảo được chế độ ăn khớp không đổi giữa các bánh răng ở mọi chế độ tải.



Hình 7.6- *Sơ đồ bố trí các ổ đỡ các bánh răng TLC*

Các ổ bi (kiểu ổ và vị trí lắp ổ) cũng có ảnh hưởng rất lớn đến độ cứng vững của TLC. Để giảm khoảng công xôn a và tăng khoảng cách b giữa các gối đỡ (hình 7.6-a), các ổ bi côn cần được bố trí sao cho đỉnh của các hình nón quay vào phía trong trục, đối đầu với nhau (xem hình 7.6).

Để tăng độ cứng vững của TLC khoảng cách c + d giữa các gối đỡ (hình 7.6-c) cần phải nhỏ nhất có thể. Để đạt được điều đó, đỉnh của các hình nón phải quay ra ngoài như thể hiện trên hình nh 7.6-c. Độ cứng vững chung của TLC ở trạng thái lắp còn phụ thuộc vào độ căng ban đầu của các ổ bi. Bản chất của độ căng ban đầu được giải thích trên hình 7.7. Nếu không có độ căng ban đầu của các lò xo 1 và 2 (hình 7.7-a) quan hệ giữa lực dọc trục F và biến dạng của lò xo f là hàm tuyến tính (đường đứt trên hình 7.7-b): F = Cf, với C là độ cứng của 1 lò xo. Nếu như các lò xo được lắp có độ nén ban đầu với độ biến dạng f_1, lực dọc trục được tính theo công thức F = 2Cf (đường liền từ 0 cho tới điểm A). Điều này có nghĩa là nhờ có độ căng ban đầu mức độ biến dạng sẽ giảm đi khi có cùng lực dọc trục là F. Như vậy, khi có độ căng ban đầu, lực dọc trục F_1 gây nên biến dạng f_1, còn nếu không có độ căng ban đầu biến dạng sẽ là f_2. Tóm lại, mục đích của việc tạo độ căng ban đầu cho các ổ bi là triệt tiêu khe hở giữa chúng và giữa các viên bi với vòng làm việc, đồng thời tạo một mức độ biến dạng ban đầu nhất định cho các chi tiết của ổ bi.



Hình 7.7- *Sơ đồ nguyên lý tạo độ căng ban đầu cho các ổ bi*

Độ căng ban đầu của các ổ bi ảnh hưởng đến tuổi thọ của TLC. Nếu tăng độ căng thì độ ổn định của chế độ ăn khớp sẽ cao hơn. Tuy nhiên, độ căng lớn quá sẽ ảnh hưởng xấu đến điều kiện làm việc của các ổ bi, giảm hiệu suất của truyền động và giảm tuổi thọ các ổ. Độ căng ban đầu được kiểm soát bằng cách đo mô men cần thiết để quay trục sau khi đã lắp các ổ. Đối với các ổ bi côn của bánh răng chủ động TLC, độ căng ban đầu tương ứng với mối lắp chặt 0,03 ÷ 0,05 mm và khi đó mô men cần thiết để quay trục là 1 ÷ 3 Nm.

Các ổ đỡ của bánh răng bị động của TLC có thể là ổ bi cầu. Dạng ổ bi này có khả năng chịu tải và độ cứng vững kém hơn so với ổ bi côn nhưng nó có khả năng tự lựa tốt hơn và vì vậy ít nhạy cảm hơn đối với sai lệch khi lắp ráp, mà điều này rất có ý nghĩa đối với các ổ đỡ kích thước lớn của TLC. Mặc dù vậy, hiện nay các ổ bi cầu chỉ được sử dụng trong TLC của các ôtô con có dung tích động cơ nhỏ.

Trong quá trình sử dụng cần thường xuyên điều chỉnh vết ăn khớp của các bánh răng côn. Các bánh răng này cần được điều chỉnh sao cho chúng ăn khớp với nhau trên toàn bộ

chiều dài của răng và giữa các răng có một khe hở nhất định bằng 0,15 ÷ 0,30 mm. Khe hở này có thể được kiểm tra theo góc quay của trục bánh răng chủ động.

Độ chính xác ăn khớp của cặp bánh răng côn được kiểm tra theo vết ăn khớp trên các răng. Để làm được điều này, người ta bôi sơn lên các răng của bánh răng chủ động và quay nó cùng với bánh răng bị động. Nếu vết ăn khớp nằm ở phần giữa theo chiều cao và hơi dịch về phía đỉnh của bánh răng thì các bánh răng ăn khớp tốt.

Trên bảng 7.1 mô tả một số trường hợp ăn khớp của cặp bánh răng côn.

Bảng 7.1- *Các trường hợp ăn khớp của cặp bánh răng côn.*

Vị trí tương đối giữa các bánh răng	Vết ăn khớp	
	Không tải	Đầy tải
Bánh răng bị động dịch về phía sau quá nhiều dọc theo trục của nó		
Bánh răng bị động dịch về phía trước quá nhiều dọc theo trục của nó		
Bánh răng chủ động dịch về phía sau quá nhiều dọc theo trục của nó		
Bánh răng chủ động dịch về phía trước quá nhiều dọc theo trục của nó		
Vị trí chuẩn giữa các bánh răng		

Ghi chú: 1. Vết ăn khớp ở chế độ không tải được xác định trong khi lắp ráp;
2. Vết ăn khớp ở chế độ đầy tải được xác định khi ôtô hoạt động.

3. Tính toán truyền lực chính

3.1- Tính toán lực tác dụng lên bánh răng

3.1.1- Lực tác dụng trên cặp bánh răng côn

Sơ đồ lực tác dụng tại vết ăn khớp của bánh răng côn được trình bày trên hình 7.8. Mục đích của việc tính toán là phân tích lực pháp tuyến F_n thành 3 thành phần lực: P- lực tiếp tuyến, Q- lực dọc trục, R- lực hướng kính và từ đó tính các lực Q, R theo lực P.

Lực tiếp tuyến được tính theo mô men tính toán trên trục của bánh răng:

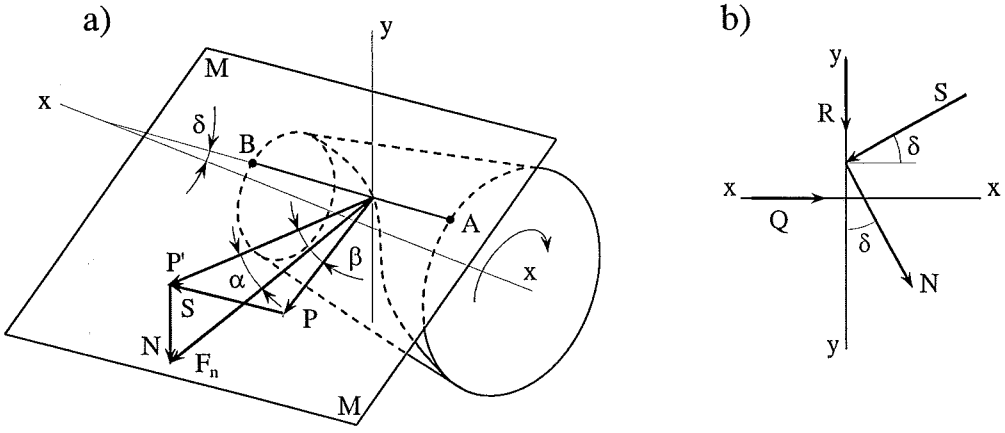
$$P = \frac{M_{e\max} i_{h1}}{r_x}$$

với r_x là bán kính côn chia tại điểm tiếp xúc. Trong tính toán người ta coi điểm tiếp xúc nằm giữa bánh răng, nên:

$$r_x = r_1 - \frac{b}{2}\sin\delta$$

với r_1 là bán kính côn chia tính tại đáy lớn.

Trong sơ đồ tính toán sử dụng hệ trục: x-x là trục dọc của bánh răng, y-y là trục thẳng đứng đi qua điểm tiếp xúc (y-y ⊥ x-x). Mặt phẳng MM tiếp xúc với côn chia của bánh răng theo đường sinh AB. Chiếu lực F_n xuống mặt phẳng MM ta được lực P', lực này được phân tích thành lực tiếp tuyến P và lực S. Như vậy, theo hình vẽ ta có: lực N ⊥ MM và các lực P', S, P nằm trong mặt phẳng MM; δ là một nửa góc ở đỉnh của côn chia; α là góc giữa lực F_n và mặt phẳng MM; β là góc giữa lực S và lực P.



Hình 7.8- Sơ đồ tính toán lực tác dụng trên bánh răng côn

Theo hình 7.8-b ta có:

lực dọc trục: $Q = N\sin\delta - S\cos\delta$

lực hướng kính: $R = N\cos\delta + S\sin\delta$.

Các thành phần lực N và S được biểu diễn qua lực P:

$$N = P'tg\alpha = P\frac{tg\alpha}{\cos\beta}$$

$$S = Ptg\beta$$

Như vậy các lực dọc trục và hướng kính được tính như sau:

$$Q = \frac{P}{\cos\beta}(tg\alpha\sin\delta - \sin\beta\cos\delta)$$

$$R = \frac{P}{\cos\beta}(tg\alpha\cos\delta + \sin\beta\sin\delta)$$

Cần lưu ý rằng, công thức trên đúng với trường hợp bánh răng bị động quay thuận chiều kim đồng hồ và răng xoắn phải như trên hình 7.8.

Khi thiết kế bánh răng côn, nếu bánh răng chủ động quay thuận chiều kim đồng hồ thì nên chọn chiều răng xoắn trái để lực dọc trục hướng về phía đáy lớn của bánh răng. Điều này tránh cho các bánh răng khỏi bị kẹt trong quá trình làm việc.

Để giảm lực dọc trục, người ta thường giới hạn góc β:

$\beta \le 35°$ đối với truyền lực chính ôtô tải

$\beta \le 40 \div 45°$ đối với truyền lực chính ôtô con.

Đối với bánh răng côn quan hệ giữa các lực tác dụng trên 2 bánh răng trong cặp như sau:

- lực tiếp tuyến ở hai bánh răng bằng nhau: $P_1 = P_2$;

- lực dọc trục của bánh răng này là lực hướng kính của bánh răng kia: $Q_1 = R_2$;

- lực hướng kính của bánh răng này là lực dọc trục của bánh răng kia: $R_1 = Q_2$.

3.1.2- Lực tác dụng trên cặp bánh răng hy pô ít

Đối với cặp bánh răng hy pôt ít, do có sự lệch trục nên các góc nghiêng răng của 2 bánh răng trong cặp không bằng nhau, cụ thể: $\beta_1 > \beta_2$. Vì vậy, lực tiếp tuyến tác dụng trên 2 bánh răng không bằng nhau (xem phần 2, hình 7.2).

Các lực tác dụng trên bánh răng chủ động:

- lực tiếp tuyến: $P_1 = \dfrac{M_{e\max} i_{h1}}{r_x}$

- lực dọc trục: $Q_1 = \dfrac{P_1}{\cos\beta_1}(tg\alpha \sin\delta_1 \pm \sin\beta_1 \cos\delta_1)$

- lực hướng kính: $R_1 = \dfrac{P_1}{\cos\beta_1}(tg\alpha \cos\delta_1 \pm \sin\beta_1 \sin\delta_1)$.

Các lực tác dụng trên bánh răng bị động:

- lực tiếp tuyến: $P_2 = P_1 \dfrac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$

- lực dọc trục: $Q_2 = \dfrac{P_1}{\cos\beta_1}(tg\alpha \sin\delta_2 \pm \sin\beta_2 \cos\delta_2)$

- lực hướng kính: $R_2 = \dfrac{P_1}{\cos\beta_1}(tg\alpha \cos\delta_2 \pm \sin\beta_2 \sin\delta_2)$.

Trong các công thức trên dấu ± được chọn như sau:

- Nhìn từ đáy lớn, nếu chiều quay cùng với chiều xoắn răng thì lực Q lấy dấu (-) còn lực R lấy dấy (+);

- Nhìn từ đáy lớn, nếu chiều quay ngược với chiều xoắn răng thì lực Q lấy dấu (+) còn lực R lấy dấy (-).

Khi thiết kế cặp bánh răng hy pô ít, nếu bánh răng chủ động quay cùng với chiều kim đồng hồ và trục của nó bị dịch xuống dưới so với trục bánh răng bị động thì nên chọn chiều xoắn của răng là trái để lực Q hướng về đáy lớn. Ngược lại, cũng với chiều quay như trên nếu trục bánh răng bị động dịch lên trên thì nên chọn răng xoắn phải.

3.2- Các thông số cơ bản của các bánh răng

Bánh răng côn và bánh răng hy pô ít có kết cấu hình học phức tạp với rất nhiều thông số, ở đây chỉ lưu ý cách lựa chọn một số thông số cơ bản.

Đường kính vòng chia ngoài của bánh răng hypôit d_{e2} (cm) và góc nghiêng trung bình β_{m1} có thể được tính gần đúng như sau:

$$d_{e2} \approx (1{,}81 \div 2{,}06)\sqrt[3]{M_t i_0^h}$$

$$\beta_{m1} = 25 + 5\sqrt{i_0^h} + 90\frac{E}{d_{e2}}.$$

Độ lệch trục E trong truyền động hypôit không được vượt quá $0,20d_{e2}$ đối với các TLC ôtô con và $0,125d_{e2}$ đối với các TLC ôtô tải.

Mô đun tiếp tuyến ngoài của bánh răng côn m_{te} phụ thuộc vào mô men truyền và có thể được xác định theo công thức sau:

$$m_{te} = (3,13 \div 4,63)\sqrt[3]{M_t}$$

trong đó M_t là mô men tính toán tính trên bánh răng chủ động của TLC, Nm.

Bán kính chia trung bình R_m và mô đun pháp tuyến trung bình m_{nm} (hình 7.9) được xác định theo trình tự sau:

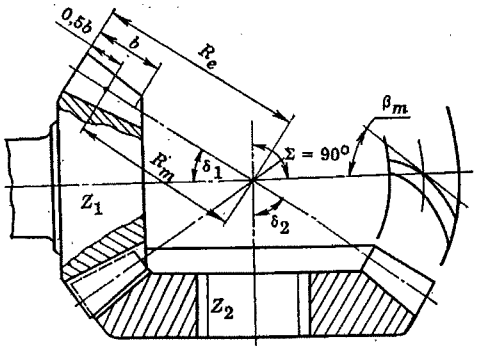
$$R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

$$b = 0,3R_e \; ; \; R_m = R_e - 0,5b;$$

$$m_{nm} = m_{te}\frac{R_m}{R_e}\cos\beta_m.$$

Góc nghiêng đường răng trung bình β_m (tính theo độ) được tính theo công thức:

$$\beta_m \approx 25 + 5\sqrt{i_0^c}.$$



Hình 7.9- *Các kích thước cơ bản của truyền lực bánh răng côn*

Đối với các cặp bánh răng trụ trong truyền lực chính 2 cấp bố trí trung tâm, khoảng cách trục a_ω và bề rộng răng b_ω được tính như sau:

$$a_\omega \approx (87,7 \div 100,16)\sqrt[3]{M_t};$$

$$b_\omega \approx (0,38 \div 0,41)a_\omega.$$

Góc nghiêng răng của các bánh răng trụ trong TLC thường chọn trong khoảng: $\beta_m = 16 \div 20°$.

3.3- Tính bền bánh răng

Các trục của TLC được tính kiểm tra bền và độ cứng vững để đảm bảo không phá vỡ động học ăn khớp khi phải chịu tải lớn.

3.3.1- Tính bền uốn

Ứng suất uốn được tính theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{M_{e\max} i_{h1} k_d}{ybp_t r_1\left(1 - \frac{b}{2r_1}\sin\delta\right)^2 \cos\beta}$$

trong đó:

k_d- hệ số tải động;

y- hệ số dạng răng, được xác định bằng cách tra bảng theo số răng quy dẫn z_{qd}:

$$z_{qd} = \frac{z}{\cos^2\beta\cos\delta}$$, với z là số răng thực;

b- chiều dài theo đường sinh của côn chia;

p_t- bước răng theo mặt bên tính ở đáy côn chia;

r_1- bán kính côn chia tính tại đáy lớn.

3.3.2- Tính bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức sau:

$$\sigma_{tx} = 4{,}418\sqrt{\frac{PE}{b\sin\alpha\cos\alpha}\left(\frac{1}{r_{1td}}+\frac{1}{r_{2td}}\right)}$$

bán kính tương đương được tính như sau:

$$r_{td} = \frac{r_x}{\cos^2\beta\cos\delta}$$

Vật liệu sản xuất bánh răng truyền lực chính là các loại thép hợp kim 12, 15, 18, 20, 35, ... có ứng suất cho phép:

$[\sigma_u] = 700 \div 900$ MPa;

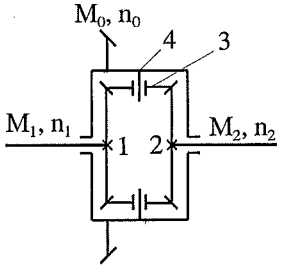
$[\sigma_{tx}] = 1000$ MPa.

Việc tính toán các bánh răng trụ và các ổ được thực hiện theo phương pháp đã trình bày trong chương 4.

B- VI SAI GIỮA CÁC BÁNH XE

Vi sai giữa các bánh xe thường được lắp ngay trong truyền lực chính. Theo kết cấu có thể phân biệt các loại vi sai sau: vi sai bánh răng (côn, trụ); vi sai cam; vi sai trục vít và vi sai với các khớp một chiều.

Sơ đồ nguyên lý của sai đối xứng bánh răng côn được thể hiện trên hình 7.10.



Hình 7.10- *Sơ đồ vi sai bánh răng côn đối xứng*

Vi sai là một cơ cấu hành tinh bao gồm khâu chủ động 4 đồng thời là cần dẫn, các bánh răng đầu bán trục 1 và 2 và các bánh răng hành tinh 3.

Vi sai truyền mô men tới các bánh xe chủ động với điều kiện cho phép các bánh xe chủ động có thể quay với các tốc độ khác nhau khi ôtô quay vòng hoặc đi trên đường gồ ghề.

Tuỳ theo kết cấu của vi sai mà mô men phân chia cho các bánh xe chủ động có thể thay đổi khác nhau trong quá trình chuyển động. Đối với vi sai đối xứng (hình 7.10), quan hệ vận tốc góc giữa hai bên bán trục của vi sai được thể hiện qua biểu thức:

$$n_1 + n_2 = 2n_0 \qquad (7.1)$$

Biểu thức trên cho thấy các bán trục có thể quay với các vận tốc hoàn toàn khác nhau tuỳ theo điều kiện chuyển động.

Nếu ôtô chuyển động thẳng, điều kiện cản ở 2 bên bánh xe giống nhau thì mô men được phân đều ra 2 bên bán trục:

$$M_0 = M_1 + M_2$$

Nếu do điều kiện chuyển động, các bánh xe quay với vận tốc khác nhau (giả sử $n_1 > n_2$), lúc này các bánh răng hành tinh quay quanh trục của nó và lăn trên các bánh răng 1 và 2 và gây nên tổn thất năng lượng do ma sát N_{ms}:

$$N_{ms} = M_{ms}\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}$$

ở đây đã bỏ qua tổn thất tại các ổ.

Như vậy, phương trình cân bằng công suất có thể viết:

$N_0 = N_1 + N_2 + N_{ms}$, hay:

$$M_0\omega_0 = M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + M_{ms}\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}$$

Kết hợp với biểu thức 7.1 ta được:

$$M_1 = \frac{1}{2}(M_0 - M_{ms})$$

$$M_2 = \frac{1}{2}(M_0 + M_{ms}) \qquad (7.2)$$

Từ các biểu thức trên:

$$M_2 = M_1 + M_{ms}$$

Như vậy mô men nội ma sát trong cơ cấu vi sai có thể đóng vai trò quan trọng và có ảnh hưởng lớn đến khả làm việc của nó trong điều kiện đường xấu. Đối với các loại vi sai bánh răng, nội ma sát rất nhỏ nên ta có thể viết:

$$M_2 = M_1$$

Biểu thức trên cho thấy, trong mọi trường hợp mô men truyền tới các bên bánh xe đều bằng nhau, nghĩa là lực kéo ở hai bên luôn bằng nhau:

$$P_{k1} = P_{k2}$$

Với tính chất của vi sai như vậy thì khả năng vượt lầy, thoát hiểm của ôtô rất kém. Chẳng hạn, nếu một bên bánh xe bị sa lầy (hệ số bám rất thấp, ví dụ: $\varphi_{\min} = 0{,}1$), còn bánh xe thứ hai có điều kiện bám rất tốt (ví dụ: $\varphi_{\max} = 0{,}8$) thì lực kéo cực đại có thể phát huy được trên cầu chủ động lúc này bằng:

$$P_{k\max} = P_{k1} + P_{k2},$$

do đặc điểm của vi sai nên: $P_{k1} = P_{k2} = \frac{1}{2}G_\varphi\varphi_{\min}$, nên:

$$P_{k\max} = P_{k1} + P_{k2} = G_\varphi\varphi_{\min} = 0{,}1G_\varphi$$

trong đó G_φ là trọng lượng tác dụng lên cầu chủ động đang xét.

Cũng với điều kiện chuyển động như trên, nếu khoá cứng vi sai thì các bánh xe ở hai bên có thể coi là được nối với nhau bằng một trục cứng (coi như không có vi sai), trong trường hợp này, lực kéo cực đại có thể phát huy được tại cầu chủ động là:

$$P_{k\max} = \frac{1}{2}G_\varphi\varphi_{\min} + \frac{1}{2}G_\varphi\varphi_{\max} = 0{,}45G_\varphi.$$

So sánh 2 trường hợp trên có thể thấy rằng khi không có vi sai giữa các bánh xe thì lực kéo cực đại trên cầu chủ động có thể lớn hơn gấp 4,5 lần so với khi có vi sai. Vì vậy mà trên các ôtô có tính năng việt dã cao người ta thường sử dụng các vi sai có cơ cấu khoá cứng.

Để khoá cứng vi sai có thể sử dụng khớp răng hoặc chốt khoá. Tuy nhiên, nếu để vi sai ở trạng thái khoá trong thời gian dài thì khi quay vòng các bánh xe chủ động bị trượt, gây khó khăn cho việc quay vòng ôtô và gây mòn lốp hay thậm chí có thể làm gẫy bán trục.

Trong thực tế, ngoài cách khoá cứng vi sai còn có một giải pháp khác để tăng tính việt dã của ôtô, đó là sử dụng các vi sai tăng nội ma sát. Mức độ ảnh hưởng của nội ma sát trong vi sai có thể được đánh giá qua hệ số hãm vi sai k_δ:

$$k_\delta = \frac{M_2 - M_1}{M_0} = \frac{M_{ms}}{M_0} \qquad (7.3)$$

Mô men trên các bán trục có thể được thể hiện qua hệ số hãm vi sai như sau:

$$M_1 = \frac{1}{2} M_0 (1 - k_\delta)$$

$$M_2 = \frac{1}{2} M_0 (1 + k_\delta)$$

Khi thiết kế cần lưu ý chọn hệ số hãm vi sai hợp lý, bởi vì nếu chọn k_δ quá lớn thì khi quay vòng sẽ sinh ra lực cản lớn, các bánh xe quay cưỡng bức, gây mòn lốp. Thông thường k_δ được chọn không quá 0,6, nghĩa là mô men ở bên trục quay chậm không lớn hơn quá 4 lần mô men ở bên trục quay nhanh.

Các loại vi sai thông dụng bánh răng côn có hệ số hãm vi sai rất nhỏ: $k_\delta = 0{,}02 \div 0{,}15$. Vi sai trục vít có nội ma sát rất lớn và hệ số hãm có thể đạt tới 0,8.

Ảnh hưởng của nội ma sát vi sai đến khả năng làm việc của cầu chủ động, còn được đánh giá qua hệ số khoá vi sai k_δ':

$$k_\delta' = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1}{\eta} \qquad (7.4)$$

trong đó η là hiệu suất của bộ vi sai trong chuyển động tương đối của các bán trục.

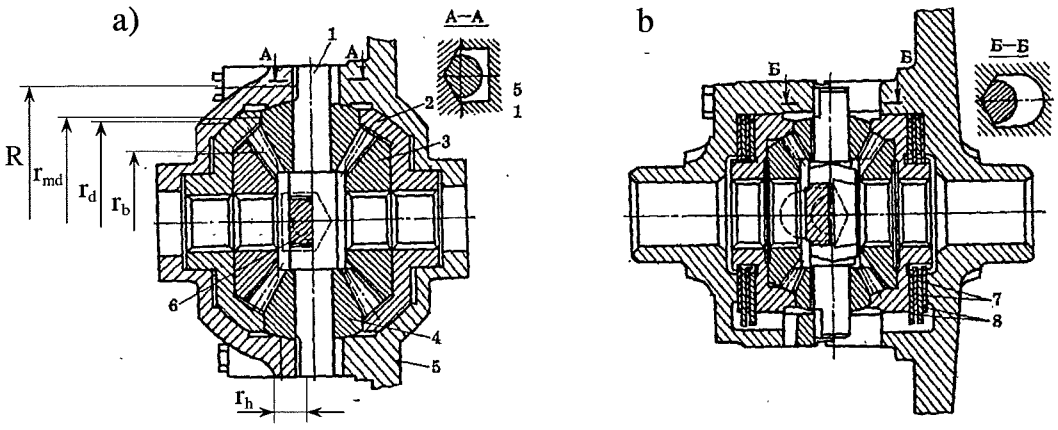
Cũng vì những lý do đã trình bày trên đây, trong khi thiết kế không nên chọn k_δ' lớn hơn 8. Các loại vi sai sử dụng trên các ôtô hiện nay thường có $k_\delta' = 2 \div 5$. Sử dụng hệ số khoá vi sai có thể dễ dàng tính được lực kéo cực đại phát huy trên cầu chủ động như sau:

$$P_{k\max} = P_{k1} + P_{k2} = P_{k1} + P_{k1} k_\delta' = \frac{1 + k_\delta'}{2} G_\varphi \varphi_{\min}$$

Quan hệ giữa hệ số hãm và hệ số khoá vi sai:

$$k_\delta = \frac{k_\delta' + 1}{k_\delta' - 1}, \quad \text{hay:} \qquad k_\delta' = \frac{1 + k_\delta}{1 - k_\delta} \qquad (7.5)$$

Trên hình 7.11 thể hiện 2 dạng kết cấu của vi sai bánh răng côn tăng nội ma sát. Khác với các vi sai thường, ở đây chữ thập đỡ các bánh răng hành tinh được thay bởi hai trục 1 và 6, các trục này được nối với nhau và nối với cần dẫn 5 thông qua các biên dạng cam hình chữ V. Để tăng nội ma sát người ta bố trí các phần tử ma sát ở phía sau đáy lớn của các bánh răng đầu bán trục: các đĩa côn 2 (hình7.11-a) và các tấm ma sát phẳng 7, 8 (hình7.11-b). Ma sát giữa các đĩa với vỏ 5 của bộ vi sai xuất hiện khi các bánh xe chủ động quay với các vận tốc khác nhau, lực ép lên các bề mặt ma sát được tạo bởi biên dạng cam chữ V trên các trục của các bánh răng hành tinh.



Hình 7.11- *Vi sai tăng nội ma sát*

Mô men nội ma sát được tính như sau:

$$M_{ms} = \frac{M_0 \mu tg\alpha}{r_b}\left(r_d \frac{\cos\delta}{\sin\gamma} + r_h \frac{z_b}{z_h}\sin\delta\right) + \frac{M_0 \mu}{Rtg\beta}\left(r_{md} + \frac{r_d}{\sin\gamma}\right)$$

trong đó μ - hệ số ma sát; α - góc ăn khớp của các bánh răng trong vi sai; r_b - bán kính vòng lăn trung bình của bánh răng đầu bán trục; r_d - bán kính trung bình của mặt côn; r_{md} - bán kính trung bình ở mặt đầu của đĩa côn; r_h - bán kính trung bình của mặt tỳ của các bánh răng hành tinh; β- góc vát trên các trục của các bánh răng hành tinh; R- bán kính điểm đặt lực tại mặt vát trên vỏ vi sai; z_b - số răng của bánh răng đầu bán trục; z_h - số răng của bánh răng hành tinh.

Số hạng thứ nhất trong biểu thức trên tương ứng với mô men ma sát trên các mặt đầu của đĩa côn và của các bánh răng hành tinh dưới tác dụng của các lực ăn khớp, còn số hạng thứ hai tương ứng với mô men ma sát tại mặt đầu và mặt côn của đĩa côn dưới tác dụng của của các biên dạng cam chữ V.

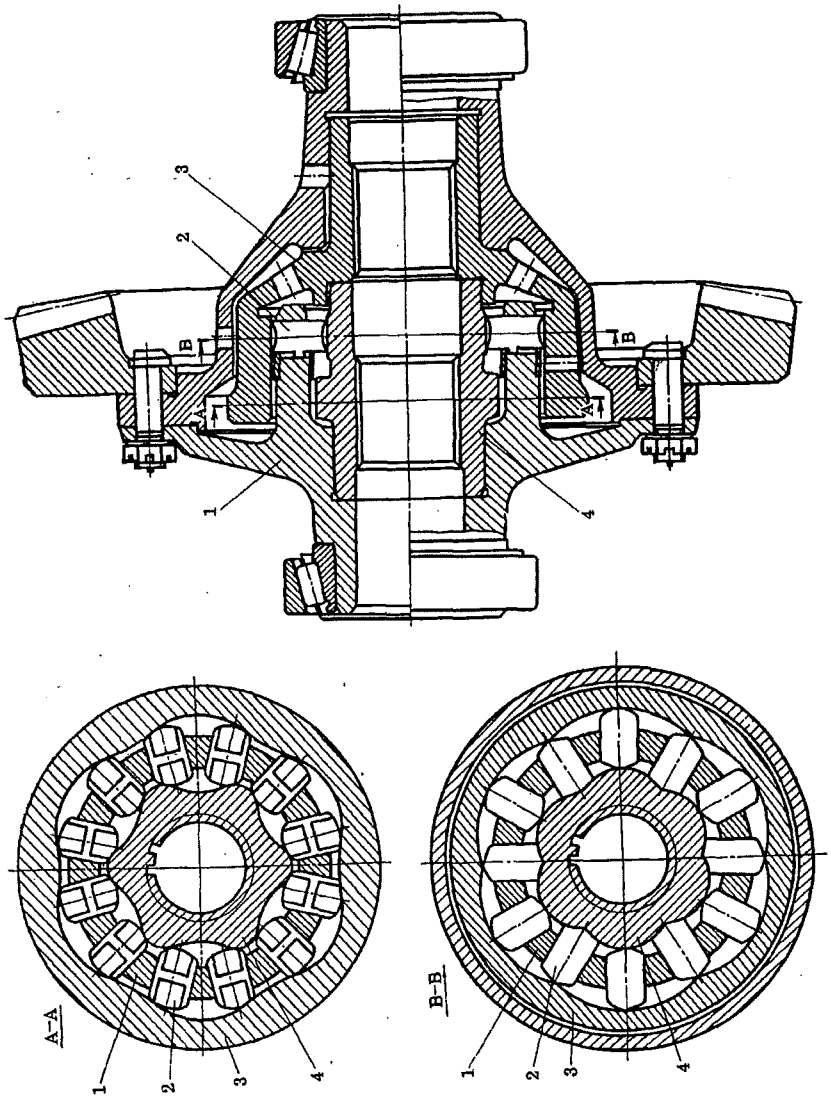
Hệ số hãm vi sai trong trường hợp này có dạng:

$$k_\delta = \frac{M_{ms}}{M_0} = \frac{\mu tg\alpha}{r_b}\left(r_d \frac{\cos\delta}{\sin\gamma} + r_h \frac{z_b}{z_h}\sin\delta\right) + \frac{\mu}{Rtg\beta}\left(r_{md} + \frac{r_d}{\sin\gamma}\right)$$

Các bánh răng trong các vi sai được tính bền theo tải động cực đại trên vỏ vi sai.

Cổ trục của chữ thập đỡ các bánh răng hành tinh được tính bền theo chèn dập và cắt. Ứng suất chèn dập không được vượt quá 100 MPa, còn ứng suất cắt không được quá 120 MPa. Ứng suất chèn dập giữa mặt đáy của bánh răng hành tinh với vỏ vi sai không được vượt quá 200 MPa.

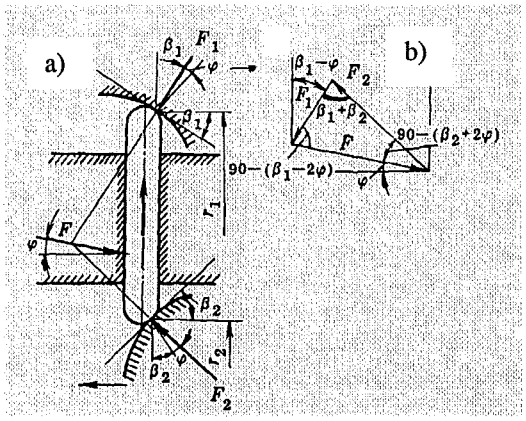
Vi sai cam có tăng nội ma sát được với các cam bố trí theo hướng kính được thể hiện trên hình 7.12. Mô men được truyền từ bánh răng bị động của TLC tới vòng cách 1, trên vòng này có các khe, trong đó có bố trí các con trượt 2. Đỉnh của các con trượt tiếp xúc với mặt trong của vành 3, còn đầu dưới của nó tiếp xúc với mặt ngoài của ống hình sao 4. Vành 3 và ống 4 được nối với các bán trục thông qua các then hoa. Mặt trong của vành 3 và mặt ngoài của ống 4 có bố trí các cam với biên dạng xác định.



Hình 7.12- *Vi sai cam với các cam bố trí theo hướng kính*

Khi ôtô chuyển động thẳng, mô men từ vòng cách 1 truyền qua các con trượt tới các vành 3 và ống 4 và tới các bán trục. Khi ôtô quay vòng, vành 3 và ống 4 quay với tốc độ khác nhau, lúc này các con trượt dịch chuyển theo phương dọc trục trong các rãnh trên vòng cách 1, đồng thời trượt trên các biên dạng cam của các vành 3 và ống 4.

Sơ đồ các lực tác dụng lên con trượt được thể hiện trên hình 7.13-a. Các lực tác dụng lên con trượt gồm: lực F_1 từ vành 3, lực F_2 từ ống 4 và lực F từ vòng cách 1.



Hình 7.13

Sơ đồ lực tác dụng lên con trượt:

a)- sơ đồ lực; b)- tam giác lực

Trên hình 7.13-b là tam giác lực, tổng hợp các lực tác dụng lên con trượt. Theo định lý sin ta có thể viết:

$$\frac{F_1}{\sin[90°-(\beta_2+2\varphi)]}=\frac{F_2}{\sin[90°-(\beta_1-2\varphi)]}=\frac{F}{\sin(\beta_1+\beta_2)} \qquad (7.6)$$

Chiếu các lực F1 và F2 xuống trục nằm ngang ta được:

$$F_1^{'}=F_1\sin(\beta_1-\varphi)\ ;\ \ F_2^{'}=F_2\sin(\beta_2+\varphi) \qquad (7.7)$$

Thay các giá trị F_1 và F_2 từ các biểu thức 7.7 vào phương trình 7.6 và biến đổi ta được kết quả sau:

$$M_2=F_2^{'}r_2=F\sin[90°-(\beta_1-2\varphi)]\sin(\beta_2+\varphi)\frac{r_2}{\sin(\beta_1+\beta_2)}$$

$$M_1=F_1^{'}r_1=F\sin[90°-(\beta_2+2\varphi)]\sin(\beta_1-\varphi)\frac{r_1}{\sin(\beta_1+\beta_2)}$$

Hệ số khoá vi sai trong trường hợp này được tính như sau:

$$k_\delta^{'}=\frac{M_2}{M_1}=F_2^{'}r_2=\cos(\beta_1-2\varphi)\sin(\beta_2+\varphi)\frac{r_2}{r_1\cos(\beta_2+2\varphi)\sin(\beta_1-\varphi)}$$

Hệ số hãm vi sai của vi sai cam nằm trong khoảng $k_\delta=0{,}4\div0{,}5$.

Các chi tiết của vi sai cam: con trượt, cam trong và ngoài được tính kiểm tra bền theo chèn dập ở chế độ chuyển động thẳng của ôtô.

$$\sigma_{cd}=0{,}418\sqrt{\frac{F_{1(2)}E}{l}\left(\frac{1}{\rho_1}\mp\frac{1}{\rho_2}\right)} \qquad (7.8)$$

trong đó E- mô đun đàn hồi, đối vơi thép E = 200 GPa; ρ_1 và ρ_2 - bán kính cong của các bề mặt tiếp xúc giữa con trượt và các cam, tại các điểm đặt các lực $F_{1(2)}$; l- độ dài của vết tiếp xúc giữa con trượt và cam dọc theo đường sinh của biên dạng cam.

Trong biểu thức 7.8, dấu "+" ứng với trường hợp cả hai đầu của con trượt đều tiếp xúc với phần lồi của biên dạng cam, còn dấu "-" được lấy khi con trượt tiếp xúc với một mặt lồi và một mặt lõm. Ứng suất giới hạn $\sigma_{cd}\le 2500$ MPa.

Vi sai trục vít (hình 7.14) cũng là một dạng vi sai có nội ma sát lớn. Các bánh vít 1 và 5 được lắp ngay tại đầu của các bán trục, còn các trục vít 2 và 4 thì ăn khớp với con lăn hành tinh 3 tạo thành bộ vi sai trục vít. Nếu mô men trên các bán trục bằng nhau thì cả bộ vi sai quay cùng một tốc độ như một khối cứng. Khi sự khác biệt mô men trên các bánh vít 1 và 5 đạt tới một giá trị nào đó thì các bánh vít 2, 4 và các con lăn hành tinh 3 sẽ quay tương đối so với vỏ của vi sai.

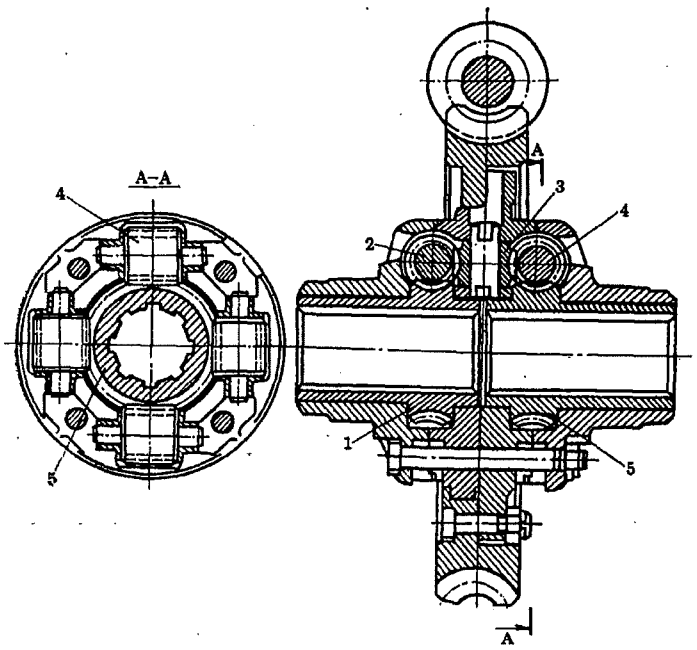
Hệ số khoá vi sai k_δ' của vi sai trục vít được xác định theo hiệu suất của tất cả các cặp trục vít bánh vít nối tiếp nhau. Hiệu suất được xác định trong điều kiện cần dẫn đứng yên, công suất được truyền tới 1 bên bán trục và lấy đi từ bên bán trục kia, khi đó:

$$\eta=\eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}\eta_{45}.$$

Hiệu suất của cặp bánh vít - trục vít (bánh vít là chủ động):

$$\eta_{12} = \eta_{34} = \frac{tg(\beta - \rho)}{tg\beta}$$

trong đó β- góc nghiêng đường ren của trục vít; ρ- góc ma sát.



Hình 7.14- *Vi sai trục vít*

Hiệu suất của cặp trục vít - bánh vít (trục vít là chủ động):

$$\eta_{23} = \eta_{45} = \frac{tg(\beta)}{tg(\beta + \rho)}$$

Theo công thức 7.4:

$$k'_\delta = \frac{1}{\eta} = \frac{1}{\eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}\eta_{45}} = \frac{tg(\beta+\rho)}{tg(\beta-\rho)}.$$

Góc β nên chọn trong khoảng 20 ÷ 30°, để tránh hiện tượng tự khoá cứng vi sai trong quá trình làm việc.

Góc ma sát ρ được xác định từ điều kiện $\mu = tg\rho$, với μ là hệ số ma sát, thông thường $\mu = 0{,}08 \div 0{,}15$.

Đối với các vi sai trục vít, hệ số hãm vi sai có thể đạt giá trị rất cao ($k_\delta = 0{,}7 \div 0{,}8$; $k'_\delta = 5{,}65 \div 9$). Tuy nhiên, với nội ma sát lớn như vậy, hiệu suất của vi sai rất thấp $\mu = 0{,}1 \div 0{,}17$ và vi sai bị mòn rất nhanh. Nếu giảm nội ma sát của vi sai ($k_\delta = 0{,}4 \div 0{,}5$; $k'_\delta = 2{,}65 \div 3$) thì tuổi thọ của các bộ vi sai tăng lên đáng kể và có thể chấp nhận được. Mặc dù vậy, loại vi sai này được sử dụng rất hạn chế trên ôtô do có kết cấu rất phức tạp và đòi hỏi có độ chính xác gia công cao.

Các bánh răng và chữ thập của các vi sai bánh răng và các vành cam cùng với ống sao được chế tạo từ thép hợp kim chất lượng cao.

Các bánh răng của vi sai được nhiệt luyện bằng tôi và thấm các bon bề mặt với độ sâu 0,9 ÷ 1,5 mm, độ cứng bề mặt phải đạt 59 ÷ 64 HRC, độ cứng phần lõi 32 ÷ 43 HRC.

Các bánh răng của vi sai ôtô con được chế tạo từ các loại thép hợp kim, bề mặt bánh răng được thấm ni tơ với độ sau 0,2 ÷ 0,4 mm, độ cứng bề mặt phải đạt 57 ÷ 59 HRC.

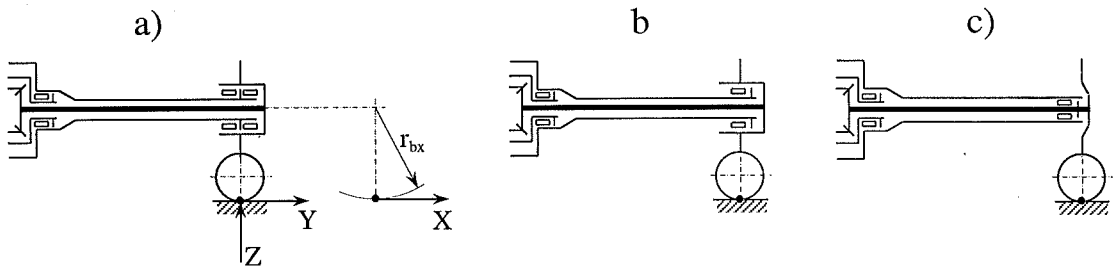
Các chi tiết của vi sai cam cũng được tôi thấm với độ sau 0,005 ÷ 0,01 mm để tránh hiện tượng tróc rỗ bề mặt và tăng khả năng chống mài mòn. Các vành chặn và các bạc đỡ các bánh răng hành tinh được chế tạo từ hợp kim đồng, các đĩa ma sát được chế tạo từ thép các bon cao và tôi hoặc thép 40 và 45 có tôi thấm bề mặt tới độ cứng 57 ÷ 61 HRC.

C -TRUYỀN ĐỘNG TỚI CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Mô men xoắn từ vi sai được truyền tới các bánh xe chủ động bằng các bán trục dạng liền hoặc các bán trục có các khớp các đăng tuỳ theo đặc điểm của cầu chủ động.

Tùy theo cách bố trí các ổ bi đỡ bán trục, mà bán trục có thể được giảm tải (mô men uốn bán trục) ở các mức độ khác nhau.

Trên hình 7.15 thể hiện 3 phương án bố trí bán trục dẫn động bánh xe chủ động. Đầu trong của các bán trục ở các phương án này được lắp bằng then với các bánh răng trong bộ vi sai. Sự khác nhau giữa các phương án là ở cách bố trí gối đỡ đầu ngoài của bán trục. Ở phương án thứ nhất, (hình 7.15-a) bánh xe có moay ơ được lắp trên 2 ổ bi, cả 2 ổ này đều lắp trên vỏ cầu. Do 2 ổ bi được bố trí cách nhau một đoạn, nên các mô men uốn của các lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường (Z, Y, X) đều được tiếp nhận bởi vỏ cầu. Bán trục dạng này được gọi là bán trục giảm tải hoàn toàn, nó không chịu uốn mà chỉ chịu tải duy nhất là mô men xoắn. Loại này được sử dụng trên các loại ôtô tải.



Hình 7.15- Các dạng bán trục

Phương án thứ hai (hình 7.15-b) khác với phương án thứ nhất ở chỗ là moay ơ chỉ có 1 ổ bi. Bởi vậy bán trục sẽ phải chịu một phần mô men uốn từ các lực tác dụng lên bánh xe. Bán trục này được gọi là bán trục giảm tải 3/4. Dạng bán trục này rất ít được sử dụng.

Ở phương án thứ 3 (hình 7.15-c), đầu ngoài của bán trục được đỡ bởi 1 ổ bi nằm trong vỏ cầu chủ động. Trong trường hợp này, moay ơ được bắt trực tiếp lên đuôi của bán trục. Kết cấu dạng này cũng có thể không có moay ơ mà tang trống được bắt trực tiếp lên mặt bích ở đuôi của bán trục. Với cách bố trí như vậy, bán trục phải chịu toàn bộ mô men uốn của các lực tương tác giữa bánh xe với mặt đường. Mô men uốn của các lực thẳng đứng Z và của lực dọc X không lớn lắm do cánh tay đòn a (hình 7.16) thường được chế tạo sao cho nhỏ nhất có thể, còn mô men của lực Y thường khá lớn. Bán trục bố trí như trên được gọi là bán trục giảm tải 1/2 và được sử dụng trên hầu hết các loại ôtô con do kết cấu đơn giản.

Các bán trục giảm tải hoàn toàn được tính bền theo tải tĩnh và bền mỏi. Điều kiện bền được kiểm tra theo ứng xuất xoắn τ và góc xoắn θ:

$$\tau_{\max} = \frac{X_{\max} r_{bx}}{W_\tau} = \frac{M_{j\max}}{W_\tau};$$

$$\theta_{\max} = \frac{M_{j\max} l}{GI_\tau} \frac{180°}{\pi},$$

trong đó W_τ - mô men chống xoắn của tiết diện bán trục; $M_{j\max}$ - mô men động cực đại trên bán trục; G- mô đun đàn hồi khi xoắn; l- chiều dài bán trục.

Trong khi tính toán có thể lấy $M_{j\max} = M_\varphi$, $\tau_{\max} = 500 \div 700$ MPa; $\theta_{\max} = 6 \div 15°$ trên 1 mét chiều dài của bán trục.

Các bán trục giảm tải 1/2 (hình 7.15-c) được tính kiểm tra bền theo 3 chế độ tải đặc trưng:

1. Chuyển động thẳng với lực phanh hoặc lực kéo cực đại, khi đó:

- lực thẳng đứng Z có giá trị cực đại. Khi tính toán có thể lấy $Z_{\max} = 1{,}2Z_t$, với Z_t là tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe ở trạng thái tĩnh;
- lực dọc X đạt giá trị cực đại:

$$X_{\max} = Z_{\max}\varphi_{\max} \quad \text{với} \quad \varphi_{\max} = 0{,}8;$$

- lực ngang $Y = 0$.

Điều kiện bền được kiểm tra theo ứng suất uốn và xoắn tổng hợp σ_{th}:

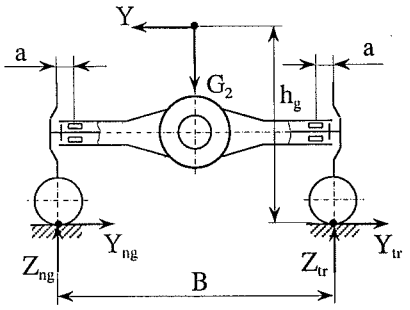
$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

trong đó, ứng suất uốn σ được tính:

$$\sigma = \frac{a\sqrt{X_{\max}^2 + Z_{\max}^2}}{W_\sigma}$$

và ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{X_{\max} r_{k0}}{W_\tau}.$$



Hình 7.16- Sơ đồ lực tác dụng lên cầu chủ động khi

2. Chuyển động quay vòng có trượt ngang với các lực như sau:

- lực thẳng đứng Z ở 2 bên bánh xe khác nhau do xuất hiện lực ly tâm Y đặt tại trọng tâm của các khối lượng tác động lên cầu chủ động (hình 7.16): $Y = G_2\varphi_{\max}$, với G_2 là trọng lượng tác dụng lên cầu chủ động; dưới tác dụng của lực ly tâm bánh xe phía bên ngoài vòng quay Z_{ng} sẽ phải chịu thêm một lực và ngược lại bánh xe bên trong sẽ được giảm tải, do vậy:

$$Z_{ng} = G_2\left(\frac{1}{2} + \frac{h_g}{B}\varphi_{\max}\right); \quad Z_{tr} = G_2 - Z_{ng}, \text{ với } \varphi_{\max} = 1;$$

- lực ngang có giá trị cực đại:

$$Y_{ng} = Z_{ng}\varphi_{\max}; \quad Y_{tr} = Z_{tr}\varphi_{\max};$$

- lực dọc X = 0.

Điều kiện bền được kiểm tra theo ứng suất uốn các bán trục bên ngoài σ_{ng} và bên trong σ_{tr}:

$$\sigma_{ng} = \frac{(Y_{ng} r_{bx} - Z_{ng} a)}{W_\sigma}\ ; \qquad \sigma_{tr} = \frac{(Y_{tr} r_{bx} + Z_{tr} a)}{W_\sigma}.$$

3. Chuyển động qua vật cản (tải động), với các lực như sau:

- lực thẳng đứng có giá trị Z_d, tương ứng với trường hợp bánh xe va phải vật cản:

$$Z_d = Z_t k_d,$$

trong đó k_d là hệ số tải động:

$k_d = 1{,}75$ - đối với ôtô con;

$k_d = 2{,}0$ - đối với ôtô tải;

$k_d = 2{,}5$ - đối với các loại ôtô có tính năng việt dã cao;

- lực dọc X = 0;
- lực ngang Y = 0.

Điều kiện bền được kiểm tra theo ứng suất uốn:

$$\sigma_{max} = \frac{Z_d a}{W_\sigma}.$$

Ứng suất tổng hợp giới hạn nằm trong khoảng: $[\sigma] = 600 \div 750$ MPa.

Các bán trục thường được chế tạo từ các loại thép hợp kim 35 ÷ 45 hoặc thép 40. Độ cứng của các then phải đạt được 46 ÷ 54 HRC.

CHƯƠNG 8
CẦU DẪN HƯỚNG

1- Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1- Công dụng

Cầu dẫn hướng dùng để đỡ toàn bộ trọng lượng phần được treo của ôtô, tiếp nhận và truyền các lực, mô men tương tác giữa mặt đường với thân xe. Ngoài ra cầu dẫn hướng còn đảm bảo chức năng quay vòng cho ôtô.

1.2- Phân loại

Theo kết cấu, cầu dẫn hướng có thể được phân thành 2 loại:

- Cầu dẫn hướng dầm liền, sử dụng trên ôtô có hệ thống treo phụ thuộc;
- Cầu dẫn hướng dầm rời, sử dụng trên các ôtô có hệ thống treo độc lập.

Theo chức năng, cầu dẫn hướng được phân thành 2 loại:

- Cầu dẫn hướng bị động;
- Cầu dẫn hướng chủ động.

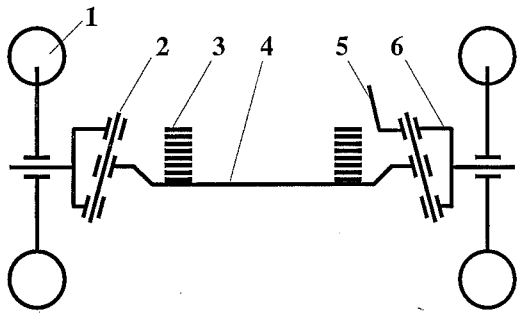
1.3- Yêu cầu

Cầu dẫn hướng phải bảo đảm:

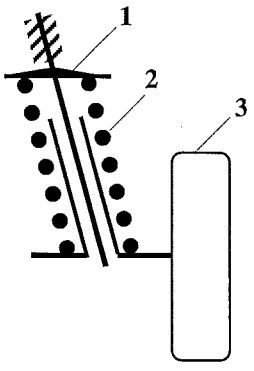
- Truyền lực tốt giữa khung vỏ ôtô với các bánh xe dẫn hướng (cùng với hệ thống treo);
- Các bánh xe có động học đúng khi di chuyển theo phương thẳng đứng;
- Các góc đặt của bánh xe và trụ đứng đúng;
- Trọng lượng phần không được treo nhỏ, nhưng phải đảm bảo độ bền và cứng vững.

2- Kết cấu cầu dẫn hướng

2.1- Các dạng cầu dẫn hướng



Hình 8.1- Cầu dẫn hướng không chủ động

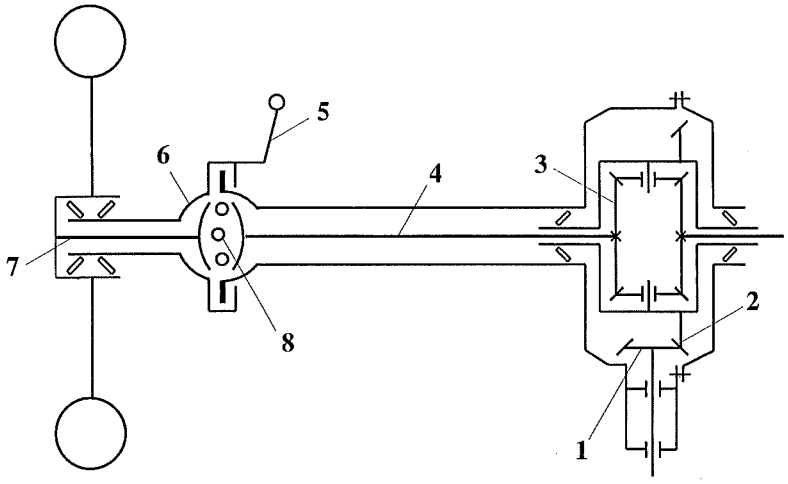


Hình 8.2- Cầu dẫn hướng dầm rời

Sơ đồ cầu dẫn hướng không chủ động dầm liền được thể hiện trên hình 8.1, bao gồm bánh xe dẫn hướng 1, trụ đứng 2, nhíp 3, dầm cầu 4, đòn dẫn động lái 5 và cam quay 6. Khi quay vòng, lực điều khiển của người lái được truyền tới đòn 5 tạo nên mô men quay bánh dẫn hướng xung quanh trụ đứng 2.

Trên hình 8.2 là sơ đồ cấu tạo của cầu dẫn hướng dạng dầm rời sử dụng hệ thống treo McPherson. Ở đây, trục 1 được gắn lên vỏ ôtô, nó đóng vai trò của trụ đứng, lò xo 2 của hệ thống treo cùng với giảm chấn ống được bố trí dọc theo trục này. Như vậy, trong quá trình chuyển động bánh xe 1 dao động dọc theo trục 1 và quay quanh trục này khi quay vòng.

Cầu dẫn hướng chủ động dạng dầm liền được thể hiện trên hình 8.3. Khác với cầu dẫn hướng bị động, cầu chủ động có thêm vai trò truyền mô men xoắn tới các bánh xe, vì vậy trong cầu có bố trí bán trục. Để bánh xe có thể thực hiện đồng thời cả nhiệm vụ dẫn hướng và chủ động, bán trục được chế tạo rời thành 2 đoạn 4 và 7, giữa chúng có bố trí khớp các đăng đồng tốc 8.

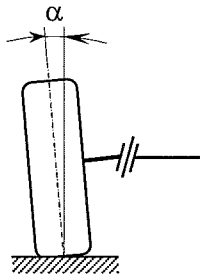


Hình 8. 3- Cầu dẫn hướng chủ động

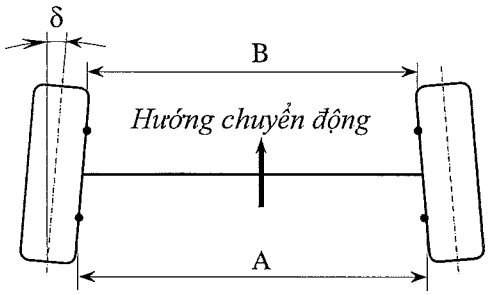
1- bánh răng chủ động truyền lực chính; 2- bánh răng bị động truyền lực chính; 3- bánh răng dẫn động bán trục; 4- bán trục; 5- đòn dẫn động lái; 6- cam quay; 7- trục; 8- khớp các đăng đồng tốc.

2.2- Các góc đặt bánh xe dẫn hướng

Trong khi chuyển động, để có thể giảm tối đa lực cản chuyển động, mức tiêu hao nhiên liệu và tốc độ mòn lốp, các bánh xe phải lăn trong các mặt phẳng thẳng đứng song song với trục dọc của ôtô. Để đạt được mục đích này, các bánh xe dẫn hướng được đặt nghiêng một góc α so với mặt phẳng thẳng đứng gọi là góc doãng, đồng thời chúng được bố trí chụm vào nhau theo chiều tiến của ôtô tạo nên độ chụm các bánh xe dẫn hướng.



Hình 8.4- Góc doãng bánh xe



Hình 8.5- Góc chụm các bánh xe

Góc doãng α được thể hiện trên hình 8.4 là góc nghiêng của bánh xe so với mặt phẳng thẳng đứng song song với trục dọc của ôtô. Góc này được coi là dương nếu bánh xe

nghiêng ra ngoài và là âm nếu bánh xe nghiêng vào trong. Góc doãng có nhiệm vụ đảm bảo cho bánh xe nằm vuông góc với mặt đường sau khi cầu xe bị biến dạng dưới tác dụng của tải đè lên nó. Đối với các loại ôtô, góc doãng thường nằm trong khoảng từ 0 ÷ 2°.

Do có góc doãng, trong quá trình chuyển động các bánh xe có xu hướng lăn ra hai bên, nhưng do chúng được nối cứng với nhau qua dầm cầu nên bị cưỡng bức và các bánh xe buộc phải trượt ngang. Để tránh điều này, người ta đặt các bánh xe chụm vào nhau và tạo nên một góc δ so với trục dọc của ôtô.

Độ chụm của các bánh xe dẫn hướng (hình 8.5) được xác định bởi hiệu số giữa khoảng cách A đo được giữa 2 mép la răng phía sau của các bánh xe ở độ cao ngang với trục của nó với khoảng cách B giữa 2 mép trước của các la răng bánh xe ở cùng độ cao như trên.

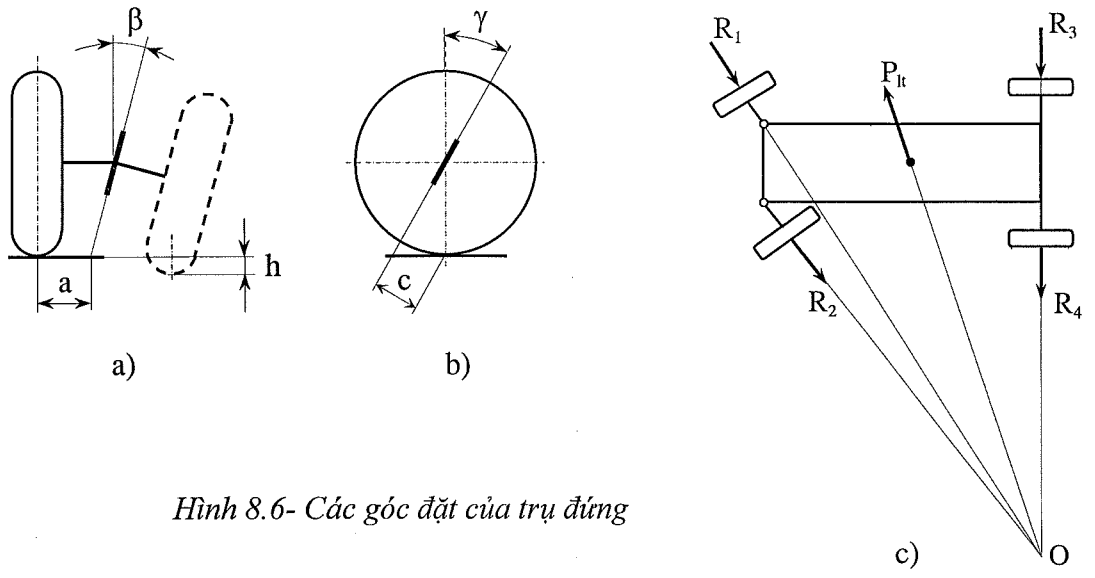
Đối với các ôtô hiện nay, góc chụm thường nằm trong khoảng δ = 0°20' ÷1° và độ chụm các bánh xe là 2 ÷12 mm. Tuy nhiên, trong quá trình sử dụng độ chụm bị thay đổi nên cần được thường xuyên kiểm tra và điều chỉnh.

Để đảm bảo cho các bánh xe dẫn hướng có thể lăn thẳng trên đường mà không bị trượt ngang chúng phải có góc doãng và độ chụm hợp lý. Nghĩa là, ứng với một góc doãng chỉ có một giá trị độ chụm thích hợp sao cho mức độ mòn lốp là tối thiểu, lực cản chuyển động là nhỏ nhất và suất tiêu hao nhiên liệu là thấp nhất. Thông thường góc chụm δ tối ưu bằng khoảng 15 ÷ 20 % góc doãng.

2.3- Các góc đặt trụ đứng

Trong quá trình chuyển động, ôtô thường xuyên phải chịu tác động của các lực ngẫu nhiên (mấp mô trên đường, gió, ...), có xu hướng làm cho các bánh xe dẫn hướng bị lệch đi một góc so với phương chuyển động thẳng. Vì vậy, để ôtô có thể giữ được quỹ đạo chuyển động thẳng thì các bánh xe dẫn hướng phải có khả năng tự trở về vị trí trung gian. Người ta gọi tính chất này của các bánh xe dẫn hướng là khả năng ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

Để tạo tính ổn định cho các bánh xe dẫn hướng, trụ đứng của chúng được bố trí không vuông góc với mặt đường mà có các góc nghiêng trong các mặt phẳng dọc và ngang.



Hình 8.6- Các góc đặt của trụ đứng

Do có góc nghiêng ngang β của trụ đứng (hình 8.6- a), khi bánh xe bị quay đi một góc nào đó thì cầu trước của xe sẽ bị nâng lên một đoạn tương ứng. Điều này có thể thấy rõ trên hình 8.6- a: nếu quay bánh xe đi một góc 180° thì nó phải hạ thấp độ cao xuống một đoạn là h. Tuy nhiên, trong thực tế do mặt đường cứng nên khi quay bánh xe vẫn nằm trên mặt đường còn cầu xe và các khối lượng nằm trên nó sẽ bị nâng lên một đoạn là h. Lúc này, nếu thả vô lăng ra thì toàn bộ phần trọng lượng đè lên cầu sẽ hạ xuống và quay bánh xe trở về vị trí trung gian. Nghĩa là, góc nghiêng ngang của trụ đứng β tạo nên một mô men ổn định, khi quay vòng người lái buộc phải thắng mô nen ổn định này, nhưng nếu thả vô lăng ra thì mô men này sẽ đưa bánh xe trở về trạng thái chuyển động thẳng. Mô men ổn định phụ thuộc chủ yếu vào góc nghiêng và trọng lượng tác dụng lên cầu dẫn hướng, thông thường $\beta = 6 \div 10°$.

Trong mặt phẳng dọc, trụ đứng được bố trí sao cho đầu trên của nó nghiêng về phía sau tạo thành góc γ so với phương thẳng đứng. Vì vậy, nên điểm cắt của trục của trụ đứng với mặt đường nằm dịch về phía trước vết tiếp xúc giữa bánh xe và đường như thể hiện trên hình 8.6- b.

Khi ôtô quay vòng tại trọng tâm của nó sẽ xuất hiện lực ly tâm P_{lt} có xu hướng đẩy ôtô ra phía ngoài, khi đó tại các bánh xe sẽ có các phản lực R_1, R_2, R_3, R_4 đặt tại các tâm của các vết tiếp xúc (hình 8.6- c). Trong đó, các lực R_1 và R_2 tác động trên các cánh tay đòn c có xu hướng đẩy các bánh xe dẫn hướng bánh xe quay trở về vị trí trung gian. Như vậy, cũng tương tự như trường hợp trên, nhờ có góc nghiêng γ, khi quay vòng ôtô sẽ xuất hiện một mô men ổn định có xu hướng quay bánh xe trở về vị trí chuyển động thẳng. Mô men ổn định này tỷ lệ với bình phương của vận tốc nên phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ chuyển động của ôtô. Góc nghiêng dọc của trụ đứng γ thường nằm trong khoảng $1 \div 4°$.

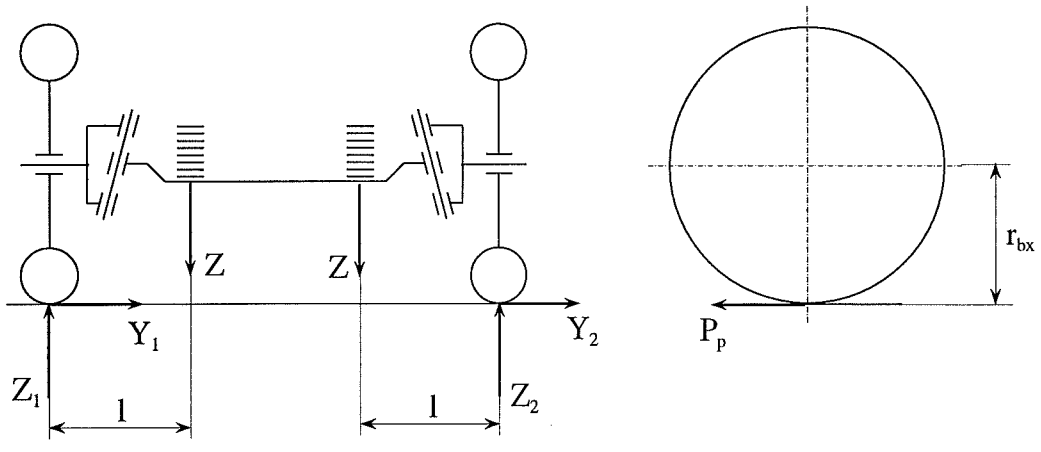
3- Tính toán cầu dẫn hướng

3.1- Tính toán dầm cầu

Dầm cầu dẫn hướng được tính theo 3 chế độ tải:

- Khi có lực phanh cực đại;
- Khi ôtô bị trượt ngang hoàn toàn;
- Khi đi qua đường gồ ghề (tải động).

Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu dẫn hướng trong trường hợp tổng quát được thể hiện trên hình 8.7, bao gồm: phản lực từ mặt đường Z tác dụng lên các bánh xe, lực ngang Y, trọng lượng đè lên cầu tại các điểm bắt nhíp Z, lực phanh P_p và mô men do lực phanh sinh ra.



Hình 8.7- Sơ đồ lực tác dụng lên cầu dẫn hướng

a)- Khi phanh ôtô

Khi phanh ôtô với lực phanh cực đại, cầu dẫn hướng phải chịu các lực sau: phản lực từ mặt đường Z tác dụng lên các bánh xe, lực phanh P_p và mô men do lực phanh gây nên.

Mô men uốn trong mặt phẳng vuông góc với trục dọc của xe là:

$$M_{ud} = Z_1 l = \frac{G_1}{2} m_1 l$$

Mô men uốn trong mặt phẳng song song với mặt đường là:

$$M_{un} = P_p l = \frac{G_1}{2} m_1 l \varphi$$

Mô men xoắn dầm cầu là:

$$M_x = P_p r_{bx} = \frac{G_1}{2} m_1 \varphi \ r_{bx}$$

Trong các công thức trên:

- G_1- trọng lượng phân bố lên cầu trước ở trạng thái tĩnh.

- m_1- hệ số phân bố lại tải trọng tác dụng lên cầu trước khi phanh:

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} h_g}{gb}$$

trong đó:

j_{max}- gia tốc phanh cực đại:

$j_{\max} = 8 \div 9$ m/s^2 đối với ôtô con;

$j_{\max} = 6 \div 8$ m/s^2 đối với ôtô tải;

h_g- chiều cao trọng tâm của ôtô;

b- khoảng cách từ trọng tâm ôtô đến tâm cầu sau;

g- gia tốc trọng trường.

- φ là hệ số bám.

b)- Khi ôtô bị trượt ngang

Khi ôtô bị trượt ngang, trọng lượng đè lên các bánh xe hay các phản lực Z_1 và Z_2 sẽ thay đổi tuỳ theo giá trị của lực ngang Y. Cách xác định các lực này hoàn toàn tương tự như trường hợp tính toán bán trục:

- Mô men uốn đoạn dầm cầu bên trái:

$$M_{utr} = \frac{G_1}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y h_g}{B}\right)\left(l - \varphi_y r_{bx}\right)$$

- Mô men uốn đoạn dầm cầu bên phải:

$$M_{up} = \frac{G_1}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y h_g}{B}\right)\left(l + \varphi_y r_{bx}\right)$$

với B là chiều rộng cơ sở của ôtô, φ_y là hệ số bám ngang.

d)- Khi ôtô đi qua đường gồ ghề

Khi ôtô đi qua đường gồ ghề, dầm cầu được tính theo chế độ tải động:

$$M_u = \frac{G_1}{2} l K_d$$

trong đó hệ số tải động K_d được lấy tương tự như ở phần tính bán trục.

Dầm cầu dẫn hướng thường được chế tạo bằng thép 30, 35, 40 có tiết diện chữ I. Mô men chống uốn trong các mặt phẳng thẳng đứng và mặt phẳng dọc khác nhau nên không thể tính ứng suất tổng hợp được mà phải tính riêng từng trường hợp. Ứng suất cho phép được lấy như sau:

ứng suất uốn: $[\sigma_u] = 300$ MPa;

ứng suất xoắn: $[\sigma_x] = 125$ MPa.

Đối với dầm chữ I (hình 8.8) ta có các mô men chống uốn và chống xoắn như sau:

- Mô men chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng:

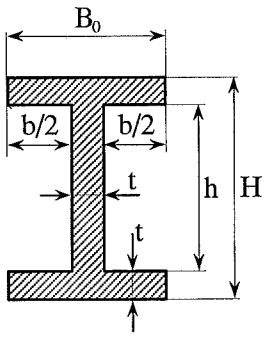
$$W_{u1} = \frac{B_0 H^3 - b h^3}{6H}$$

- Mô men chống uốn trong mặt phẳng dọc:

$$W_{u2} = \frac{(H-h)B_0^3 + h(B_0 - b)^3}{6H}$$

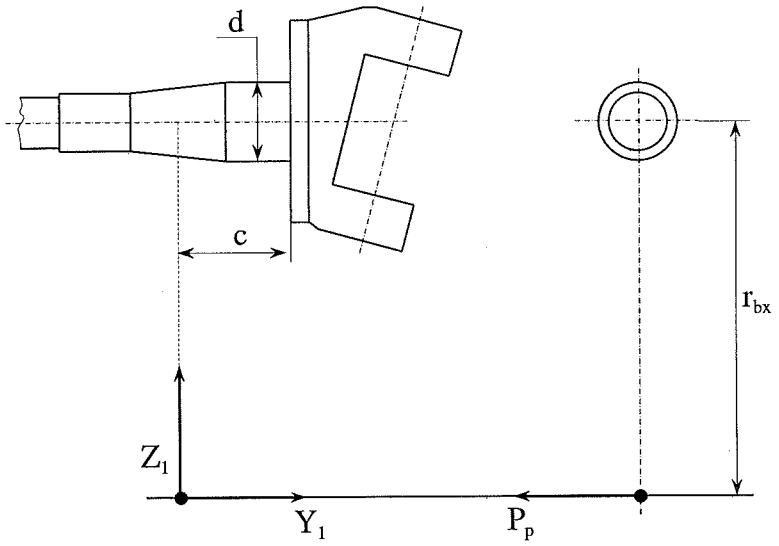
- Mô men chống xoắn (tính gần đúng):

$$W_x = \frac{2}{9} t^2 (H + 2b)$$



Hình 8. 8

3.2- Tính toán trục cam quay



Hình 8.9- Sơ đồ tính toán cam quay

a)- Khi có lực phanh cực đại

Trục cam quay phải chịu mô men uốn do các lực P_p và Z_1 gây nên trong các mặt phẳng khác nhau, mô men uốn tổng hợp có dạng:

$$M_u = c\sqrt{Z_1^2 + P_p^2}$$

trong đó:

$$Z_1 = m_1 \frac{G_1}{2} \quad ; \quad P_p = m_1 \frac{G_1}{2}\varphi$$

Vậy:

$$M_u = \frac{m_1 G_1 c}{2}\sqrt{1+\varphi^2}$$

Ứng suất uốn tổng hợp:

$$\sigma_u = m_1 G_1 c \frac{\sqrt{1+\varphi^2}}{0{,}2d^3}$$

Trong đó G_1 là trọng lượng tĩnh trên cầu trước, các kích thước c và d được thể hiện trên hình vẽ.

6)- Khi trượt ngang

Khi bị trượt ngang, các lực tác dụng lên cam quay gồm có phảnh lực Z và lực ngang Y. Ứng suất tổng hợp được tính như sau:

- tại cam bên trái: $$\sigma_t = \frac{Z_1 c - Y_1 r_{bx}}{W_u} = \frac{G_1\left(1+\dfrac{2\varphi_y h_g}{B}\right)\left(c-\varphi_y r_{bx}\right)}{0{,}2d^3}$$

- tại cam bên phải: $$\sigma_p = \frac{Z_2 c + Y_2 r_{bx}}{W_u} = \frac{G_1\left(1-\dfrac{2\varphi_y h_g}{B}\right)\left(c+\varphi_y r_{bx}\right)}{0{,}2d^3}$$

ở đây:

Z_1, Z_2 là phản lực tại các bánh xe bên trái và bên phải;

Y_1, Y_2- lực ngang tại các bánh xe bên trái và bên phải.

Trong khi tính toán nên lấy: $\varphi = 0{,}7$ và $\varphi_y = 1$.

c)- Khi ôtô đi qua đường gồ ghề

Trong trường hợp này mô men uốn được tính theo tải động:

$$M_u = \frac{G_1}{2} c K_d$$

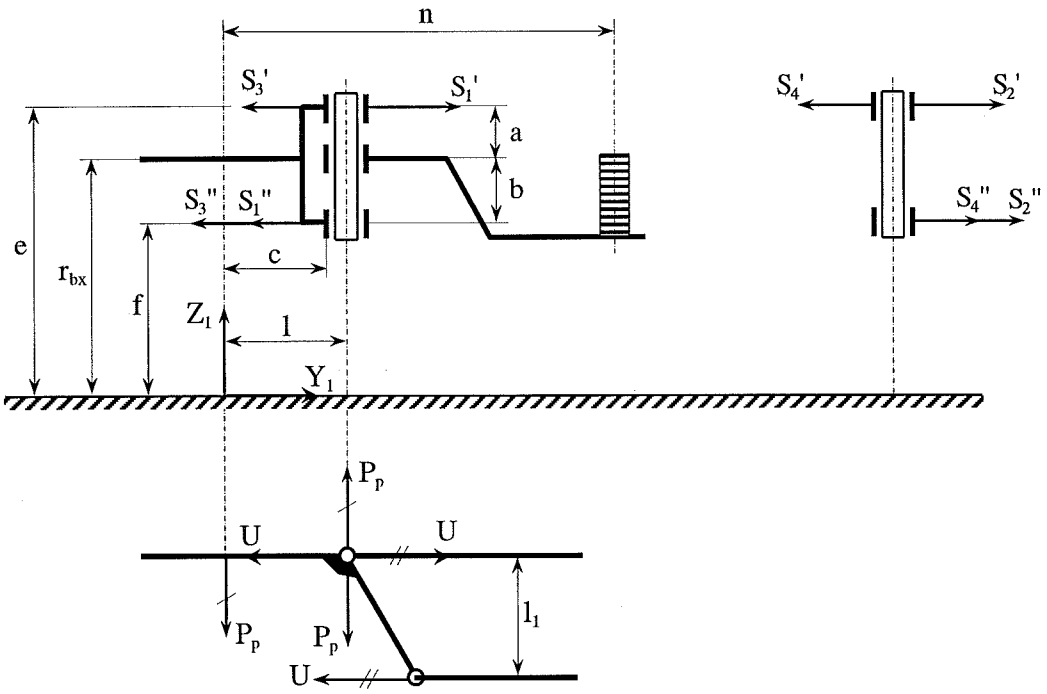
Hệ số tải động được lấy tương tự như trên. Ứng suất uốn là:

$$\sigma_u = \frac{G_1 c}{0{,}2d^3} K_d$$

3.3- Tính toán trụ đứng

Để đơn giản hoá quá trình tính toán, người ta coi trụ đứng được đặt vuông góc với mặt đường. Sơ đồ tính toán trụ đứng được thể hiện trên hình 8.10.

Trụ đứng được tính toán kiểm tra bền ở 2 chế độ tải: khi có lực phanh cực đại và khi bị trượt ngang hoàn toàn.



Hình 8.10- Sơ đồ tính toán trụ đứng

a)- Khi có lực phanh cực đại

Trong trường hợp này, các lực và mô men từ bánh xe truyền tới trụ đứng gồm có:

- Lực Z_1 tạo nên trên trụ đứng các lực S_1' và S_1'':

$$S_1' = S_1'' = Z_1 \frac{l}{a+b};$$

- Lực phanh tạo nên các lực S_2' và S_2'' nằm trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa các lực S_1' và S_1'':

$$S_2' = P_p \frac{b}{a+b}; \qquad S_2'' = P_p \frac{a}{a+b};$$

- Mô men phanh tạo nên trên trụ đứng các lực S_4' và S_4'' nằm trong cùng mặt phẳng với các lực S_2' và S_2'':

$$S_4' = S_4'' = P_p \frac{r_{bx}}{a+b};$$

- Lực phanh P_p gây ra ở đòn ngang của dẫn động lái phản lực U:

$$U = P_p \frac{l}{l_1}$$

lực U tạo nên trên trụ đứng các lực S_3' và S_3'' nằm trong cùng mặt phẳng với các lực S_1' và S_1'':

$$S_3' = U \frac{b'}{a'+b'} = P_p \frac{l}{l_1} \frac{b'}{a'+b'}; \qquad S_3'' = U \frac{a'}{a'+b'} = P_p \frac{l}{l_1} \frac{a'}{a'+b'}$$

trong đó: a' và b' là khoảng cách từ đòn ngang tới các điểm đặt lực tương ứng là S_3' và S_3". Để đơn giản, trong quá trình tính toán có thể lấy a' = a và b' = b.

Sơ đồ các lực tác dụng lên trụ đứng trong hình 8.10 cho thấy, đầu dưới của trụ đứng chịu tải lớn hơn đầu trên. Vì vậy, nếu muốn cả hai đầu cùng chịu tải tương đương thì nên thiết kế trụ đứng với các khoảng cách a < b.

Tổng các lực tác dụng lên đầu dưới của trụ đứng được tính như sau:

$$S''=\sqrt{(S_1''+S_3'')^2+(S_2''+S_4'')^2}$$

$$S''=\sqrt{\left(Z_1\frac{l}{a+b}+P_p\frac{l}{l_1}\frac{a}{a+b}\right)^2+\left(P_p\frac{r_{bx}}{a+b}+P_p\frac{a}{a+b}\right)^2}$$

với: $Z=m_1\frac{G_1}{2}$ và $P_p=m_1\frac{G_1}{2}\varphi$ ta có:

$$S''=\frac{G_1m_1}{2(a+b)}\sqrt{\left(1+\varphi a\frac{l}{l_1}\right)^2+(\varphi r_{bx}+a\varphi)^2}$$

Tương tự như trên ta có lực tổng hợp tác dụng lên đầu trên của trụ đứng là:

$$S'=\sqrt{(S_1'-S_3')^2+(S_4'-S_2')^2}$$

$$S'=\frac{G_1m_1}{2(a+b)}\sqrt{\left(1-\varphi b\frac{l}{l_1}\right)^2+(\varphi r_{bx}-b\varphi)^2}$$

b)- Khi ôtô bị trượt ngang

Trong trường hợp ôtô bị trượt ngang, các lực tác dụng lên cầu là Z và Y, khi đó trụ đứng phải chịu các lực như sau:

- trụ đứng bên trái: $S'=\frac{Y_1f-Z_1l}{a+b}$

$$S''=\frac{Y_1e-Z_1l}{a+b}$$

- trụ đứng bên phải: $S'=\frac{Y_2f+Z_2l}{a+b}$

$$S''=\frac{Y_2e+Z_2l}{a+b}$$

Trụ đứng được tính kiểm tra bền theo ứng suất uốn, cắt và chèn dập. Trụ đứng được chế tạo bằng thép hợp kim 18, 20 hay thép 45 có xử lý bề mặt. Ứng suất cho phép được lấy như sau:

$\sigma_u = 500$ MPa;

$\sigma_c = 200$ MPa;

$\sigma_{chd} = 35$ MPa.

CHƯƠNG 9
LỐP ÔTÔ

1. Các yêu cầu đối với các loại lốp và phân loại lốp:

1.1- Yêu cầu

- An toàn
- Kinh tế
- Đường kính hợp lý
- Êm dịu
- Giá thành thấp

Tính an toàn của lốp được thể hiện trước hết ở độ bền cao của các lớp xương mành chống nổ lốp, được đảm bảo bởi nhà sản xuất. Chẳng hạn, các lốp xương mành chéo có ký hiệu 4PR có áp xuất nổ p ≥ 2MPa, không phụ thuộc vào số lượng lớp mành là 4 hay 2. Các lốp mành chéo 6 PR và 8PR và các lốp mành hướng kính có thể chịu được áp suất không dưới 2,5MPa. Có thể thấy rằng các giá trị trên lớn hơn rất nhiều so với áp suất mà lốp phải chịu trong quá trình sử dụng (khoảng 0,3MPa), có nghĩa là hệ số an toàn ở đây rất cao.

Yếu tố thứ hai gây mất an toàn là sự trượt của sợi các tanh lốp so với vành la răng khi áp suất lốp quá thấp.

Một trong những giải pháp nâng cao an toàn của lốp là sử dụng các loại lốp không xăm.

Ngoài ra còn có thể kể các yêu cầu sau:

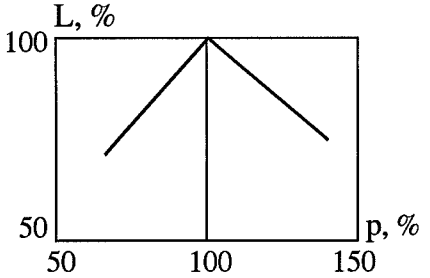
- Đảm bảo tính dẫn hướng theo phương ngang tốt;
- Đảm bảo truyền lực tốt (kéo, phanh)
- Có khả năng chống trượt tốt
- Có độ bền tốc độ cao
- Có khả năng đảm bảo hướng chuyển động thẳng ổn định
- Mức độ nóng thấp
- Không nhậy cảm khi đi qua đường ray
- Khả năng chống hỏng thành bên cao

Tính kinh tế của lốp được thể hiện ở giá thành của lốp, ngoài ra còn có các thông số ảnh hưởng khác như độ bền, độ mòn đều, chiều cao vấu bám đủ lớn (8-9 mm), lực cản (lăn) chuyển động nhỏ, độ không cân bằng động nhỏ và khả năng phục hồi lốp (phương pháp đắp).

Tuổi thọ là một trong những yếu tố quan trọng ảnh hưởng tính kinh tế của lốp. Để nâng cao tuổi thọ cần sử dụng lốp đúng theo các quy định của nhà sản suất, trong đó cần đặc biệt quan tâm đến áp suất lốp.

Quan hệ giữa tuổi thọ L và áp suất lốp p được thể hiện trên hình 9.1. Nếu coi tuổi thọ của lốp khi sử dụng đúng áp suất p theo quy định là 100% thì:

khi giảm p đi	20%	tuổi thọ còn là 85%
	40%	60%
	60%	25%



Hình 9.1- Ảnh hưởng của áp suất lốp tới tuổi thọ.

Đường kính ngoài của lốp ảnh hưởng trực tiếp tới giá trị mô men xoắn trên các trục của hệ thống truyền lực (HTTL): đường kính lốp càng nhỏ thì tải lên HTTL càng nhỏ. Ngoài ra các mô men uốn tác dụng lên bán trục và các chi tiết của hệ thống treo từ các lực ngang cũng tỷ lệ với đường kính lốp. Lốp quá nhỏ có nhược điểm là bám sát mấp mô đường, ngoài ra trong bánh xe có bố trí cơ cấu phanh nên cần có không gian đủ lớn (đường kính bánh xe không nhỏ hơn 13 inch, tương đương với 328 mm). Về khả năng chịu tải thì lốp có đường kính nhỏ nhất là 135 SR 13 có đường kính ngoài D = 548mm, r_d = 265 mm có tải trọng t_R = 310 kg ở áp suất 0,22 MPa.

Tính êm dịu của lốp được thể hiện qua các thông số sau:

- Đặc tính đàn hồi hợp lý
- Lăn êm dịu, độ ồn nhỏ
- Ít biến dạng khi quay vòng, tăng tốc và phanh
- Lực cản quay vòng nhỏ
- Độ đảo bên nhỏ và độ đảo hướng kính khi có tải nhỏ.

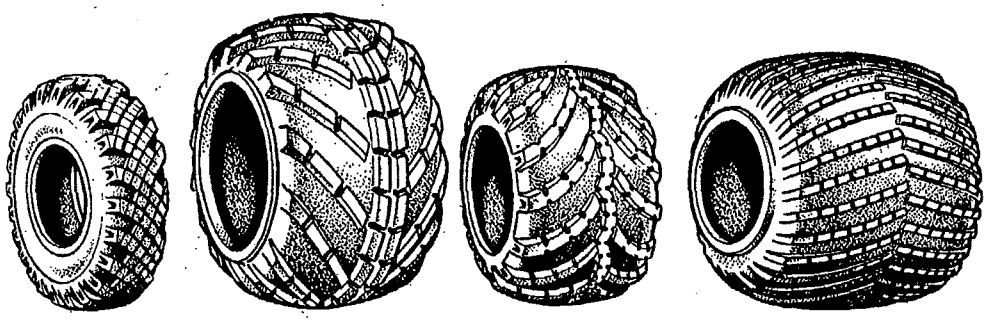
Các yêu cầu về độ êm dịu của lốp mâu thuẫn với một số các yêu cầu quan trọng khác như:

- Lốp mềm có độ đàn hồi bên cao làm giảm tính an toàn chuyển động khi quay vòng
- Lốp lăn êm dịu và không ồn thường có hệ số cản lăn lớn và có thể có độ bám nhỏ
- Mặt tiếp xúc phẳng, rộng có thể đảm bảo truyền lực tốt (kéo, phanh) nhưng lại làm tăng lực quay vòng, tăng độ ồn chuyển động, tăng cản lăn, tăng độ nhạy cảm với đường ướt, ...

Do vậy, nhiệm vụ của nhà sản xuất lốp là phải tìm được giải pháp thoả hiệp tối ưu cho từng loại lốp.

1.2- Phân loại lốp

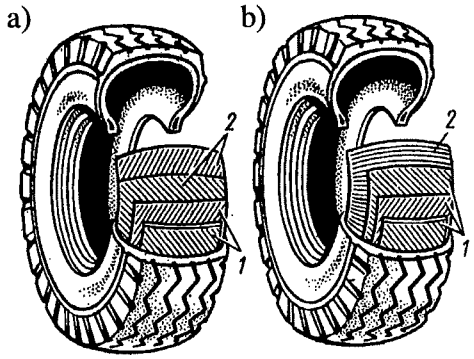
Lốp ôtô rất đa dạng, chúng có thể được phân loại theo nhiều tiêu chí khác nhau, chẳng hạn như theo mục đích sử dụng: lốp ôtô con, lốp ôtô tải, lốp ôtô có tính năng việt dã cao, lốp ôtô chuyên hoạt động trong điều kiện không đường xá, lốp ôtô đua, ...; theo hoa lốp có thể phân biệt các loại: hoa lốp tiêu chuẩn, hoa lốp cho các loại đường đặc biệt (đường đất, bùn lầy, băng tuyết, ...); theo áp suất sử dụng có thể phân loại: lốp áp suất thấp, lốp áp suất cao; theo tỷ lệ giữa chiều cao và chiều rộng biên dạng lốp (H/B): 95, 88, 82, 75, 60, 55, ...; theo cấu tạo của các lớp chịu lực: lốp xương mành hướng kính và lốp xương mành chéo, ...: theo cấu tạo: lốp có xăm và lốp không xăm, ...



Hình 9. 2- Một số loại lốp đặc biệt

Một trong những tiêu chí quan trọng để phân biệt lốp là cấu tạo của các lớp chịu lực của lốp. Trên hình 9.3 thể hiện 2 loại lốp thông dụng: lốp xương mành chéo và lốp xương mành hướng kính. Sự khác biệt được thể hiện ở góc quấn các lớp sợi chịu lực trong các lớp xương mành: nếu góc quấn tạo với trục dọc của lốp một góc nhỏ hơn 40° (hình9.3- a) thì lốp được gọi là lốp mành chéo, còn nếu góc quấn xấp xỉ 90° (hình 9.3- b) thì đây là lốp mành hướng kính.

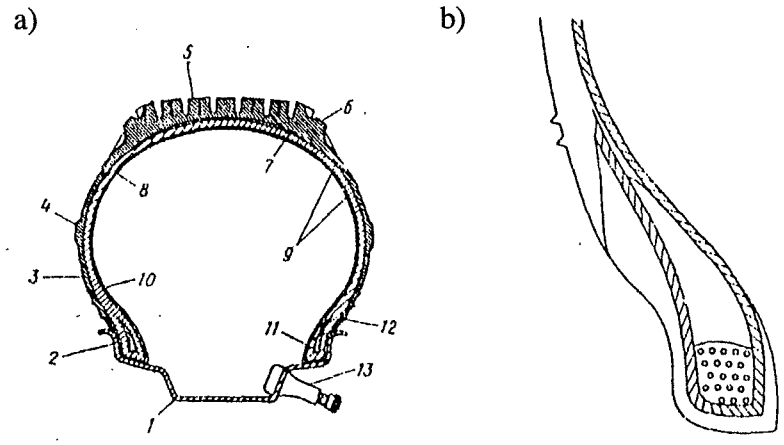
Hiện nay trên các loại ôtô con, lốp mành hướng kính đã thay thế dần các loại lốp mành chéo và được sử dụng ngày càng rộng rãi.



Hình 9.3- Cấu tạo các lớp chịu lực của lốp
a)- lốp mành chéo; b)- lốp mành hướng kính
1- tấm lót; 2- lớp xương mành.

2. Lốp mành chéo ôtô con và ôtô tải

2.1- Cấu tạo.



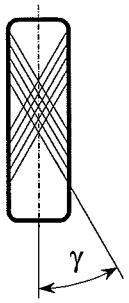
Hình 9.4- Cấu tạo lốp
a)- mặt cắt lốp không xăm; b)- Cấu tạo vành lốp
1- la răng; 2- mép la răng; 3- mặt bên lốp; 4- gờ bảo vệ; 5- hoa lốp; 6- viền hoa lốp; 7- tấm lót; 8- lớp xương mành; 9- vùng biến dạng lốp; 10- lớp lót trong; 11- vành lốp; 12- gờ lắp; 13- van.

Phần tử chính của lốp mành chéo là lớp mành 8 của lốp (hình 9. 4-a), nó chính là khung xương của lốp và thường có ít nhất 2 lớp sợi chịu lực. Tuỳ theo loại lốp mà các sợi có thể là sợi viscose, nilon, hoặc sợi thép. Hai đầu của các lớp sợi này được quấn xung quanh vành lốp (hình 4 –b) tạo thành vành chịu lực của lốp. Vành chính là chi tiết chịu lực nên nó phải có độ bền cao, ngoài ra đối với các loại lốp không xăm vành còn có tác dụng làm kín.

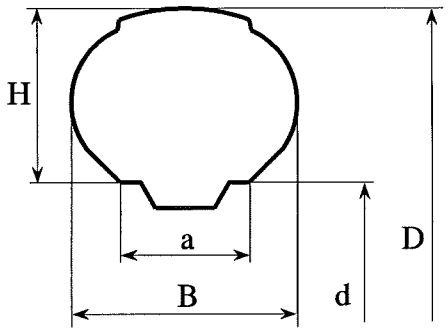
Phía bên ngoài của xương lốp là hoa lốp, đây chính là phần tử thực hiện nhiệm vụ tiếp xúc với đường, các dạng hoa lốp phải có kết cấu thích hợp với điều kiện chuyển động. Đối với một số loại lốp, người ta bố trí thêm một tấm lót 7 có nhiệm vụ tăng cường khả năng chịu tải của lốp.

Lốp mành chéo có các lớp mành bố trí cắt chéo nhau, góc nghiêng γ (xem hình 9.5) của các lớp này so với đường tâm lốp nằm trong khoảng 35 – 38^0 đối với lốp thường là 30 –34^0 đối với các lốp ôtô thể thao và có thể giảm tới 26^0 đối với các lốp ôtô cao tốc và ôtô đua. Góc

nghiêng của các lớp mành cũng phụ thuộc vào loại lốp, nghĩa là phụ thuộc vào tỷ số giữa chiều cao biên dạng (profil) lốp H với chiều rộng B. Tỷ số này thường được gọi là tỷ số profil lốp H/B.



Hình 9.5- Góc nghiêng các sợi chịu lực trong lớp mành



Hình 9.6- Các kích thước cơ bản của mặt cắt lốp

Theo tỷ số H/B lốp được phân thành 3 loại:

Super balon:	H/B = 0,95;
Lốp profil thấp:	H/B = 0,88;
Lốp profil siêu thấp:	H/B = 0,82.

Các loại lốp này thường được ký hiệu theo các kích thước H – d và được cho theo inch, ví dụ: 5,50 – 13, 6,00 – 13, ...

Có thể biểu diễn quan hệ giữa các kích thước của profil lốp như sau:

$$H = 0,5 (D - d)$$

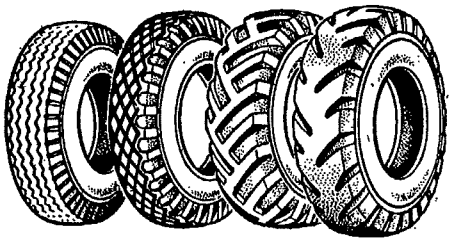
Trên hình 9.6 có thể hiện các kích thước lắp của lốp là đường kính vành la răng d_1 và bề rộng của nó a.

2.2- Hoa lốp

Cấu tạo của hoa lốp và thành phần của lớp cao su cấu tạo thành hoa lốp có ảnh hưởng rất lớn đến các tính chất cơ bản của lốp. Theo dạng hoa lốp có thể phân loại lốp như sau:

- Lốp tiêu chuẩn dùng cho các loại đường bình thường;
- Lốp dùng cho đường lầy và tuyết (M & S);
- Lốp độ bám cao.

Các lốp tiêu chuẩn có từ 4 đến 7 đường gân cao 8 – 9 mm chạy dọc trên bề mặt với các đường uốn lượn để tăng khả năng bám. Phần lớn các hãng lốp châu âu đều sản xuất nhiều loại hoa lốp tiêu chuẩn với các tính chất khác nhau cho một kích thước lốp, vì vậy ngoài tên hãng trên trên ký hiệu lốp còn có thêm ký hiệu hoa lốp. Trên hình 9.7 thể hiện một số loại hoa lốp thông dụng.

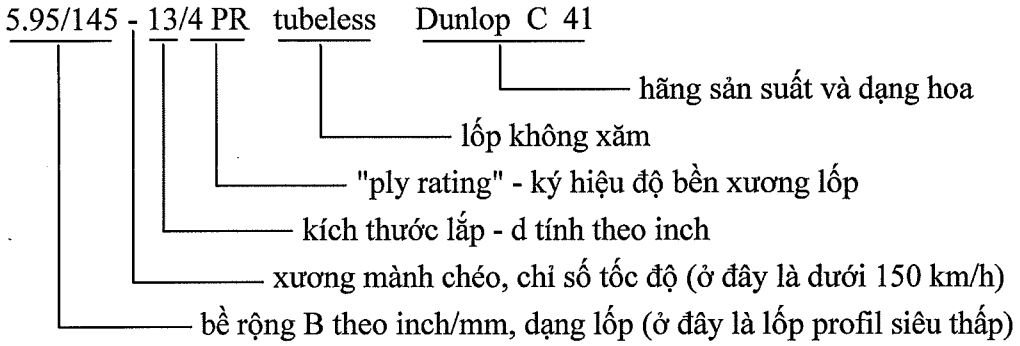


Hình 9.7- Các dạng hoa lốp

2.3- Ký hiệu lốp theo DIN 7803 (CHLB Đức).

Ký hiệu lốp phải chứa đựng đầy đủ các thông tin cơ bản về lốp bao gồm các kích thước như bề rộng profil, đường kính lắp (đường kính la răng), tỷ số profil; dạng kết cấu lốp: xương mành chéo hoặc hướng kính; lốp có xăm hoặc không xăm; khả năng chịu tải của lốp (chỉ số độ bền xương lốp); vận tốc làm việc giới hạn; tên hãng sản xuất và ký hiệu hoa lốp.

Trong ký hiệu lốp các kích thước được cho theo inch (25,4 mm) hoặc mm. Dưới đây là một ví dụ ký hiệu lốp tiêu chuẩn.



Theo tốc độ tối đa cho phép lốp được chia thành ba loại với các ký hiệu (chỉ số tốc độ) như sau:

- S (Speed lốp tốc độ);
- H (High speed, lốp cao tốc);
- V (Very high speed, lốp siêu cao tốc).

Loại lốp có tốc độ thấp nhất được gọi là lốp thường, đối với loại lốp này, thay cho ký hiệu bằng chữ người ta đặt một gạch ngang (xem ví dụ trên). Trong bảng 1 là ví dụ về vận tốc giới hạn của một số loại lốp lấy theo tiêu chuẩn DIN 7803.

Bảng 1- Vận tốc giới hạn một số loại lốp theo DIN 7803 (km/h).

Lốp mành chéo	Lốp thường	S	H	V
Đường kính lốp 10"	120	150	-	-
Đường kính lốp 12"	140	160	-	-
Đường kính lốp 13"	150	180	210	lớn hơn 210

Số đứng trước chữ "PR" là ký hiệu chỉ số độ bền của lốp: số càng cao thì độ bền của lốp càng lớn (cụ thể trong ví dụ trên là số 4, ngoài ra có các loại lốp 6 PR, 8 PR). Cần lưu ý rằng các số này không phải là số lượng lớp mành của xương lốp.

Bảng 2- Áp suất tối đa cho phép (MPa) đối với các loại lốp (DIN 70020).

Chỉ số độ bền	Chỉ số vận tốc			
	Lốp thường	S	H	V
4RP	0,17	0,2	-	Tuỳ theo yêu cầu
6RP	0,21	0,24	0,26	
8RP	0,25	0,28	0,3	

Tiêu chuẩn của Mỹ đòi hỏi phải ghi rõ trên ký hiệu lốp số lớp mành và chất liệu sử dụng vì vậy trên một số lốp thường thấy có ký hiệu như sau:

2 PLIES RAYON

Điều này có nghĩa là xương lốp có hai lớp mành làm bằng sợi nhân tạo (viscose).

2.4- Ký hiệu lốp theo ECE R 30

Đây là tiêu chuẩn châu Âu và Liên Hợp Quốc. Theo tiêu chuẩn này, ngoài các ký hiệu đã nêu trên (tiêu chuẩn DIN) cần bổ xung thêm chỉ số tải trọng của lốp (Load Index). Chỉ số này thay thế cho chỉ số độ bền PR trong ký hiệu lốp mành chéo theo DIN. Các số này được xây dựng theo dãy số bắt đầu từ số 0 (tải trọng cho phép t_R = 45 kg) và kết thúc bằng số 279 (t_R = 136 T). Chỉ số tải trọng của các lốp ôtô con được cho trong bảng 3.

Bảng 3- Tải trọng cho phép đối với các loại lốp ôtô con

Chỉ số	Tải trọng cho phép, kg	Chỉ số	Tải trọng cho phép, kg	Chỉ số	Tải trọng cho phép, kg
60	250	76	400	92	630
61	257	77	412	93	650
62	265	78	425	94	670
63	272	79	437	95	690
64	280	80	450	96	710
65	290	81	462	97	730
66	300	82	475	98	750
67	307	83	487	99	775
68	315	84	500	100	800
69	325	85	515	101	825
70	335	86	530	102	850
71	345	87	545	103	875
72	355	88	560	104	900
73	365	89	580	105	925
74	375	90	600	106	950
75	387	91	615	107	975

Sau chỉ số tải trọng là chỉ số tốc độ được ký hiệu bằng các chữ cái. Các chữ cái này cũng trùng với chỉ số tốc độ trong ký hiệu lốp mành hướng kính. Các kí hiệu này được cho trong bảng 4.

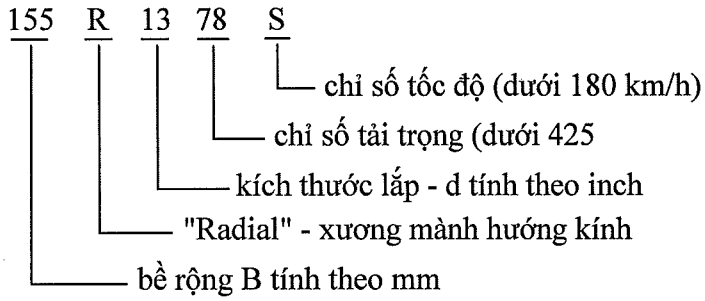
Cần lưu ý rằng các loại lốp có vận tốc cho phép lớn hơn 210 km/h không ký hiệu theo quy định trên.

Bảng 4- Tốc độ tối đa cho phép đối với các loại lốp

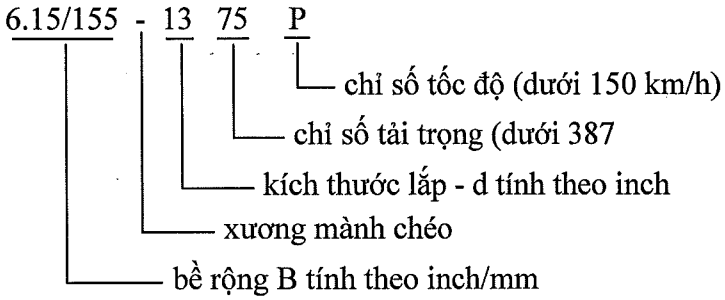
Ký hiệu	Tốc độ tối đa cho phép, km/h	Ký hiệu	Tốc độ tối đa cho phép, km/h	Ký hiệu	Tốc độ tối đa cho phép, km/h
F	80	M	130	S	180
G	90	N	140	T	190
J	100	P	150	U	200
K	110	Q	160	H	210
L	120	R	170		

Như vậy ký hiệu lốp theo ECE R 30 có dạng sau:

- Lốp mành hướng kính:

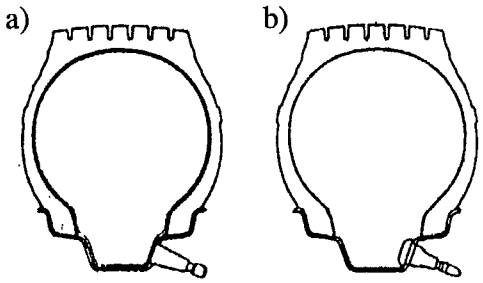


- Lốp mành chéo



2.5- Lốp không xăm và lốp có xăm.

Nếu như trong lốp có xăm không khí được giữ lại nhờ độ kín của xăm thì trong các lốp không xăm người ta phải sử dụng một lớp keo lỏng có thành phần đặc biệt trên cơ sở cao su để làm kín khu vực tiếp xúc giữa lốp và vành la răng.



Hình 9.8
Lốp có xăm (a) và lốp không xăm (b)

Trên hình 9.8 thể hiện kết cấu của các loại lốp không xăm và có xăm.

Đối với lốp không xăm khi sử dụng cần lưu ý một số điểm sau:

- Trên lốp phải có chữ *TUBELESS*;
- Vành la răng phải tuyệt đối kín;
- Mép vành lốp phải bám kín vào vành la răng;
- Không có hiện tượng lọt khí qua lỗ van;
- La răng phải đúng tiêu chuẩn sử dụng cho lốp không xăm.

Lốp không xăm có nhiều ưu điểm so với lốp có xăm:

- Độ nóng nhỏ;
- Không bị lọt khí khi bị đinh đâm nhờ có lớp keo làm kín bám chặt vào vật đâm;
- Mức độ lọt khí nhỏ khi vật đâm bị văng ra khỏi lốp, do sau đó lỗ thủng được vá lại dần dần nhờ có keo làm kín điền vào lỗ;
- Lắp ráp đơn giản hơn.

Xăm nằm trong lốp phải chịu một áp suất nhất định, do vậy khi bị đâm (chẳng hạn do đinh) thì chỗ bị đâm nhanh chóng bị mở rộng do áp suất đẩy không khí ra ngoài qua lỗ thủng. Vì vậy lốp có xăm sẽ bị mất hết không khí rất nhanh sau khi bị đâm.

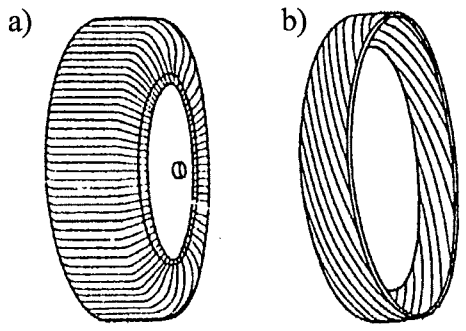
Do có nhiều ưu điểm như vậy nên hiện nay lốp không xăm được sử dụng hết sức rộng rãi trên các loại ôtô con.

3. Lốp mành hướng kính ôtô con và ôtô tải

3.1- Cấu tạo và ưu nhược điểm.

Trên hình 9.5 thể hiện góc quấn của các sợi tạo thành lớp xương mành của lốp mành chéo. Góc quấn cành nhỏ thì khả năng truyền lực ngang càng lớn. Đối với lốp mành hướng kính, góc quấn lớn hơn rất nhiều và thường nằm trong khoảng 85 - 90^0 (hình 9.9- a).

Nếu như chỉ có xương mành làm nhiệm vụ chịu lực thì lốp sẽ có tiết diện tròn (H/B ≈ 1) và trở lên rất đàn hồi dưới tác dụng của các lực ngang và dọc. Để tránh điều này người ta bố trí một tấm lót bao bên ngoài lớp xương mành, tấm lót này có ít nhất 4 lớp sợi chất dẻo, 2 (hoặc nhiều hơn) lớp sợi thép và một số loại sợi khác như sợi nilon,... Các lớp sợi trong tấm lót này có góc quấn nhỏ từ 6 đến 10^0 (xem hình 9.9- b).



Hình 9.9- Cấu tạo các bộ phận chịu lực của lốp mành hướng kính
a)- góc quấn sợi lớp xương mành; b)- góc quấn sợi tấm lót

Trên các loại lốp có ghi các chữ bằng tiếng anh thể hiện số lớp và vật liệu của các sợi chịu lực. Ví dụ lốp 175 SR 14 sản xuất tại CHLB Đức:

TREAD: 4PLIES (2 PLIES RAYON + 2 PLIES STEEL)
SIDEWALL: 2 PLIES RAYON

Điều này có nghĩa là: lốp mành hướng kính với tấm lót có 4 lớp sợi, trong đó có 2 lớp sợi chất dẻo viscose, 2 lớp sợi thép; xương lốp (trong đó có thành bên) gồm 2 lớp sợi chất dẻo.

Trên lốp sản xuất tại Pháp có thể có dòng chữ:

2 STEEL TREAD PLIES

1RAYON BODY PLY

Lốp này có tấm lót gồm 2 lớp sợi thép và chỉ có một lớp sợi chất dẻo trong xương mành. Với loại lốp này người ta sử dụng các sợi có độ dày lớn, đảm bảo chịu được áp suất nổ không dưới 2 MPa.

Do tấm lót được bố trí ôm lấy lớp xương mành theo chu vi nên lốp mành hướng kính sử dụng cho ôtô con luôn có dạng dẹt với tỷ số H/B không vượt quá 0,82.

Các lực ngang có xu hướng đẩy tấm lót lệch sang bên và giảm đường kính lốp, tuy nhiên áp suất bên trong lốp lại có tác động chống lại xu hướng này. Vì vậy, đối với các loại lốp mành hướng kính cần đảm bảo áp suất lốp chính xác theo yêu cầu của nhà sản xuất lốp.

Trong những năm gần đây lốp mành hướng kính gần như thay thế hoàn toàn các loại lốp mành chéo do có nhiều ưu điểm nổi trội.

Những ưu điểm chính của lốp mành hướng kính là: độ mòn thấp hơn và lực cản lăn nhỏ hơn. Cả hai ưu điểm trên có được là nhờ tác động ổn định của tấm lót, đặc biệt nếu các sợi của tấm này được làm bằng thép. Ở các lốp mành chéo, trong khi bánh xe tiếp xúc với đường góc chéo của các lớp sợi thay đổi làm tăng nhiệt độ trong khung xương và làm dịch chuyển các lớp trong khu vực tiếp xúc dẫn đến sự mài mòn và tăng tổn thất cản lăn. Còn ở các lốp mành hướng kính, tấm lót loại bỏ được sự dịch chuyển của các lớp mành nên giảm được mài mòn và cản lăn, đồng thời nó còn giúp tăng khả năng bám. Ngoài ra, còn phải kể đến một số ưu điểm sau:

- Truyền lực ngang và dọc tốt hơn;
- Đảm bảo quỹ đạo lăn theo đường thẳng;
- Phản ứng nhanh hơn với tác động quay vòng của vô lăng;
- Ít nhậy cảm hơn khi đi qua đường ray;
- Đặc tính đàn hồi tốt hơn.

Ưu điểm cuối cùng được phát huy ở vận tốc lớn hơn 80 km/h và được lý giải như sau: lốp mành hướng kính hầu như không thay đổi biên dạng của tiết diện ở vận tốc cao.

Ưu điểm nữa của lốp mành hướng kính là khả năng tải lớn hơn so với lốp mành chéo có cùng kích thước.

Nhược điểm của lốp mành hướng kính có độ đàn hồi nhỏ hơn do sự có mặt của tấm lót (đặc biệt là nếu các sợi của nó được làm bằng thép) nên lăn "cứng" hơn. Tuy nhiên với hệ thống treo hợp lý thì có thể loại bỏ nhược điểm này. Ngoài ra, có thể kể một số nhược điểm sau:

- Có khối lượng lớn hơn, đặc biệt là so với lốp mành chéo loại 4PR (chỉ có 2 lớp sợi chất dẻo viscose hoặc nilon);
- Có mô men quán tính so với trục quay lớn hơn.

Lốp mành hướng kính thường đắt hơn một chút so với lốp mành chéo do sự có mặt của các lớp sợi thép, tuy nhiên tuổi thọ của lốp mành hướng kính thường gấp đôi tuổi thọ của lốp mành chéo. Do vậy, về mặt kinh tế lốp mành hướng kính vẫn có ưu điểm hơn.

Do lốp mành chéo và lốp mành hướng kính có các tính chất rất khác biệt nhau nên tuyệt đối không được lắp hai loại lốp này trên cùng một ôtô. Ở một số nước, điều này bị cấm theo luật.

3.2- Lốp ôtô con và ô tô tải seri từ "82" đến '70"

Loại lốp này được ký hiệu theo DIN 7803 (xem phần ký hiệu lốp theo DIN đối với lốp mành chéo) và Quy định số 30 EEC – Liên Hợp Quốc. Trong đó chữ R chỉ cấu tạo của xương lốp (Radial – hướng kính), sau đó là ký hiệu loại lốp theo tốc độ được đặt ra ngay cạnh hoặc sau chữ R. Các loại lốp hướng kính tiêu chuẩn có vận tốc giới hạn như sau:

SR hoặc R...S	dưới 180 km/h
HR hoặc R...H	dưới 210 km/h
VR	trên 210 km/h

Vận tốc cực đại đối với các loại lốp hướng kính không phụ thuộc vào đường kính la răng và thường lớn hơn so với vận tốc cực đại của lốp mành chéo.

Lốp HR có giá cao hơn lốp thường SR 20 – 40%, còn lốp VR thì đắt hơn tới 85%.

Theo Quy định số 30 EEC – Liên Hợp Quốc lốp được ký hiệu như sau:

165 R 13 S tubeless Dunlop Sp4.

Thay cho chữ R có thể là SR và chữ tubeless có thể được viết thành TL. Nếu lốp là có xăm (hầu như không còn sử dụng) thì cần có chữ "tube type" hoặc viết tắt là "TT", trong trường hợp này cần có thêm ký hiệu của xăm và van.

Số đứng ở đầu ký hiệu lốp, kết thúc bởi chữ số 5 thể hiện bề rộng và chủng loại lốp, các số này cách nhau 10 đơn vị , ví dụ: 125 R 15, 135 R 15.

Nếu trong ký hiệu lốp không có chỉ số thể hiện tỷ lệ H/B thì tỷ lệ này được coi là mặc định bằng 0,82 (còn gọi là lốp seri 82). Nếu tỷ lệ H/B khác với 0,82 thì nó phải được cho trong ký hiệu lốp theo %, ví dụ:

185/70 SR 13 hay 185/70 R 13 84 S

Số 70 ở đây có nghĩa là tỷ lệ H/B = 0,7. Như vậy, so với lốp 165 SR13, lốp 185/70 SR 13 có bề rộng lớn hơn 20 mm nhưng chúng có thể lắp lẫn cho nhau nếu được sự cho phép của nhà sản xuất ôtô.

Về an toàn chuyển động, lốp seri 70 có nhiều ưu điểm so với lốp H/B = 0,82 có cùng kích thước: có tuổi thọ cao hơn, có tải trọng cao hơn, truyền lực dọc và ngang tốt hơn. Tuy nhiên, cũng có một số nhược điểm như: đắt hơn 10 – 20% (nhưng độ mài mòn thấp hơn), chiếm không gian lớn hơn, khối lượng lớn hơn (khoảng 1kg/1 lốp).

Hiện nay hầu hết các loại ôtô con cỡ lớn đều sử dụng lốp seri 70.

Khi chọn lốp cần lưu ý một số vấn đề sau:

- Về kinh tế cần chọn lốp với mức độ tải trọng tới 90% (hoặc nhỏ hơn).
- Các lốp VR ở vận tốc trong khoảng 210 – 220 km/h chỉ được phép chất tải tối đa tới 90% tải cực đại cho phép.
- Khi lắp lốp kép, tải trọng chung của cả hai lốp được tính bằng 1,91 tải của một lốp.
- Khi vận tốc ôtô lớn hơn 160 km/h nên tăng áp suất lốp để tăng tính an toàn. Theo quy định nên tăng 0,01 MPa cho 10 km/h trong khoảng vận tốc 160 – 210 km/h.
- Nếu bánh xe có góc doãng lớn hơn 2^0 thì tải trọng của nó sẽ giảm xuống:

Với góc doãng từ $2^0 – 3^0$	còn 95%
Với góc doãng từ $3^0 – 4^0$	còn 90%

Có thể bù sự giảm tải trọng do góc doãng bằng cách tăng áp suất lốp:

$\Delta p = 0,02$ MPa đối với góc doãng từ 2^0 - 3^0

$\Delta p = 0,04$ MPa đối với góc doãng từ $3^0 - 4^0$

- Việc lựa chọn áp suất lốp cho ôtô cần phải tính đến các yêu cầu khác như tính ổn định, tính điều khiển và tính êm dịu chuyển động.
- Nếu không có chỉ dẫn cụ thể của nhà sản xuất ôtô thì trước khi chạy đường dài trên đường cao tốc nên tăng áp suất lốp lên 0,02 MPa.
- Các loại lốp không xăm phải được lắp trên các la răng có vành an toàn theo tiêu chuẩn.
- Vành càng rộng thì lốp truyền lực ngang càng tốt (độ lăn lệch nhỏ hơn) và lực cản lăn càng nhỏ.

3.3- Lốp rộng seri "65", "60", "55" và "50".

Lốp rộng được sử dụng trên các loại ôtô thể thao bắt đầu từ những năm 1970 và trên các loại ô tô tải hạng nặng tốc độ cao. Các loại lốp này có khả năng bám tốt hơn các lốp thường. Thông thường các lốp rộng được sản xuất dạng không xăm, chúng có những ưu điển sau:

- Tạo dáng đẹp hơn từ phía trước và sau;
- Truyền lực kéo và phanh tốt hơn;
- Có tính dẫn hướng theo phương ngang tốt hơn;
- Phản ứng nhanh với góc quay vô lăng;
- Lực cản lăn nhỏ hơn trên đường bằng có mặt đường tốt;
- Khả năng sử dụng bánh xe dạng đĩa lớn hơn.

Ngoài seri 65 được sử dụng một cách rộng rãi do có nhiều ưu điểm về các mặt kinh tế và kỹ thuật, các seri lốp khác đặc biệt từ seri 55 trở xuống có rất nhiều nhược điểm:

- Giá thành cao do bản thân giá lốp và do kết cấu bánh xe dạng đĩa;
- Đòi hỏi không gian lớn hơn, điều này dẫn đến việc mở rộng khoảng không xung quanh bánh xe ảnh hưởng đến kết cấu (tai xe, hệ thống treo,....) và làm giảm góc quay cực đại của bánh xe dẫn hướng, nghĩa là tăng bán kính quay vòng;
- Đòi hỏi khoảng không lớn để bố trí lốp dự phòng;
- Giảm độ êm dịu chuyển động (gây dao động mạnh theo phương thẳng đứng);
- Đòi hỏi phải điều chỉnh lại giảm chấn, điều này làm giảm thêm nữa độ êm dịu chuyển động;
- Tăng lực cản không khí (lên 2 – 4%) do tăng diện tích cản chính diện và tăng hệ số cản c_W không khí;
- Làm việc kém trong điều kiện đường có băng tuyết do chiều cao hoa lốp thấp;
- Tuổi thọ thấp;
- Tăng lực quay vòng trên vô lăng;
- Tăng khối lượng lốp lên 10 – 15%.

Với các nhược điểm trên các lốp này được sử dụng rất hạn chế.

3.4- Ảnh hưởng của bề rộng vành la răng tới bề rộng lốp và tỷ số profil.

Các loại lốp khác nhau có thể có cùng kích thước lắp là đường kính vành la răng. Tuy nhiên, bề rộng của các lốp cũng như của các la răng có thể khác nhau. Nếu lắp lốp lên la răng có bề

rộng nhỏ hơn bề rộng vành la răng chuẩn là 1/2 inch thì bề rộng profil B của lốp giảm xuống 5 – 6 mm. Ngược lại, nếu tăng bề rộng vành la răng thì bề rộng lốp tăng lên. Trong bảng 5 giới thiệu một số ví dụ về sự thay đổi kích thước lốp theo bề rộng vành la răng.

Bảng 5- Kích thước của 4 loại lốp VR sử dụng trên ôtô thể thao "Porche" lắp trên các loại la răng 15" theo tiêu chuẩn DIN 7803.

Loại lốp	Ký hiệu lốp và đường kính ngoài	La răng	Bề rộng lốp, mm	Tỷ số profil H/B	Bề rộng la răng a, mm	Tỷ số a/B
Seri "82"	165 VR 15 D = 646	4J × 15	160	0,83	101,6	0,63
		$4^1/_2$ J × 15	167	0,80	114,3	0,68
		5J × 15	172	0,78	127,0	0,74
		$5^1/_2$ J × 15	177	0,75	139,7	0,79
Seri "70"	185/70 VR 15 D = 648	5J × 15	186	0,72	127,0	0,68
		$5^1/_2$ J × 15	191	0,70	139,7	0,73
		6J × 15	196	0,68	152,4	0,77
		$6^1/_2$ J × 15	201	0,66	165,1	0,82
Seri "60"	215/60 VR 15 D = 638	6J × 15	216	0,61	152,4	0,70
		$6^1/_2$ J × 15	221	0,59	165,1	0,74
		7J × 15	226	0,58	177,8	0,78
		$7^1/_2$ J × 15	231	0,57	190,5	0,82
Seri "50"	215/60 VR 15 D = 638	6J × 16	223	0,51	152,4	0,68
		$6^1/_2$ J × 16	228	0,5	165,1	0,72
		7J × 16	233	0,49	177,8	0,76
		$7^1/_2$ J × 16	238	0,48	190,5	0,80
		8J × 16	243	0,47	203,2	0,84

Theo bảng 5 có thể tính chiều cao profil H như sau:

$$H = 0,5 (D - d)$$

Việc tăng khoảng cách giữa hai mép la răng sẽ làm tăng khoảng cách giữa các điểm tỳ của lốp nhờ đó mà khả năng truyền lực ngang tăng lên. Ngoài ra, thể tích trong của lốp cũng tăng theo, điều này dẫn đến tăng khả năng tải của lốp. Như vậy, việc tăng bề rộng la răng lên 1/2" tương đương với việc tăng áp suất lốp lên 0,01 MPa. Điều này có nghĩa là bằng cách sử dụng la răng có bề rộng lớn hơn có thể cải thiện được các tính chất quay vòng của ôtô mà không làm xấu đi độ êm dịu chuyển động của nó.

Tuy nhiên việc tăng bề rộng lốp bị giới hạn bởi các kích thước bao của bánh xe. Bởi vì kích thước quá lớn đòi hỏi khoảng không lớn để bánh xe không va quệt vào các chi tiết lân cận trong quá trình chuyển động (vỏ xe, hệ thống treo, ụ hạn chế góc lái...).

3.5- Ký hiệu lốp ôtô ở Mỹ

Ở châu Âu lốp được ký hiệu theo kích thước cơ bản tính theo inch hoặc mm, trong đó tải trọng của lốp có thể tăng lên nếu sử dụng la răng có kích thước lớn hơn do thể tích không khí trong lốp tăng lên. Ở Mỹ, từ 1967 ký hiệu lốp được xây dựng trên cơ sở tải trọng và được thể hiện bằng các chữ, trong đó việc tăng đường kính la răng (với cùng một chữ ký hiệu tải trọng) sẽ dẫn đến giảm các kích thước profil B và H. Đối với các lốp lắp trên các loại la răng 13, 14, 15, mỗi chữ từ A đến N tương ứng với một tải trọng nhất định. Tải trọng này lại phụ thuộc vào độ bền của lớp xương mành và áp suất không khí trong lốp. Khác với các nước châu Âu, ký hiệu khả năng tải (độ bền) của lốp bằng các chữ PR, các loại lốp ở Mỹ được ký hiệu theo các mức tải (Load Range) thể hiện bằng các chữ cái. Có thể lấy một ví dụ so sánh như sau: nếu lấy của lốp mành chéo châu Âu làm chuẩn:

Load Range B với áp suất cực đại 0,22 MPa tương đương với độ bền 4 PR

Load Range C với áp suất cực đại 0,25 MPa tương đương với độ bền 6 PR

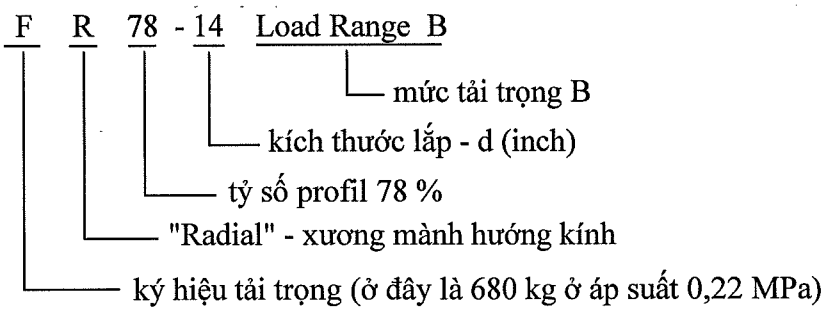
Load Range D với áp suất cực đại 0,28 MPa tương đương với độ bền 8 PR

Các loại lốp mức tải B và C được sử dụng chủ yếu trên các ôtô con, còn lốp loại D sử dụng cho các loại ôtô tải. Trong bảng 6 thể hiện tải trọng của các loại lốp nhóm từ A đến H theo quy định của Mỹ. Các số liệu trong bảng là khối lượng tối đa cho phép trên một lốp tính theo kg.

Bảng 6- Mức tải trọng của lốp theo quy định của Hoa kỳ.

Ký hiệu tải trọng bằng chữ	Tải trọng của lốp, kg		
	B	C	D
A	480	515	545
B	520	560	590
C	560	600	635
D	600	640	675
E	635	675	715
F	680	725	770
G	735	785	830
H	805	860	915

Ngoài 2 chữ trên đây, ký hiệu lốp theo quy định Hoa Kỳ bao gồm còn ký hiệu về cấu tạo lốp, tỷ số profil theo % và đường kính la răng. Do ở Mỹ, ngay cả trên đường cao tốc cũng có hạn chế tốc độ, nên lốp không được phân loại theo tốc độ và trong ký hiệu lốp cũng không có chỉ số tốc độ. Vận tốc làm việc tối đa của lốp được xác định bởi nhà sản xuất và chỉ có thể phân biệt được theo ký hiệu hoa lốp. Như vậy ký hiệu lốp mành hướng kính có dạng như sau:



Ngoài ra còn phải có tên của nhà sản xuất và ký hiệu hoa lốp. Các loại lốp sản xuất tại Mỹ với tỷ số profil 78% có H/B = 0,75 – 0,80 và tương đương với các lốp châu Âu seri "82" lắp trên các la răng rộng hơn hoặc tương đương với các lốp profil siêu thấp loại mành chéo. Ngoài ra, tương tự như ở Đức, ở Mỹ còn có các loại lốp seri 70, 60 và 50.

Các loại lốp mành chéo ở Mỹ được ký hiệu tương tự như lốp hướng kính, trong đó không có chữ R, ví dụ : F 78 – 14 Load range B.

Ngoài các loại lốp mành hướng kính và mành chéo, ở Mỹ còn có sản xuất loại lốp trung gian có ký hiệu *Bias Belted.* Loại lốp này được cấu tạo bởi một lớp xương mành với các sợi chạy theo đường chéo, bên trong nó là một tấm lót có góc quấn các sợi rất nhỏ. Dạng lốp này lăn "mềm" hơn ở tốc độ thấp nhưng lại không thích hợp với vận tốc cao. Ký hiệu lốp này có thêm chữ B sau ký hiệu tải trọng: FB 78 – 14 Load Range B.

Các loại lốp Mỹ có thể được thay bằng lốp châu Âu mành chéo hoặc hướng kính, tuy nhiên cần lưu ý tới quy định về giới hạn vận tốc ở nước sử dụng để chọn loại lốp S, H hoặc V cho thích hợp.

Các quy định về an toàn ở Mỹ đòi hỏi phải ghi rõ trên mặt bên của lốp tải trọng và áp suất lốp để người sử dụng có thể kiểm tra được mức độ thích hợp của lốp với ôtô cụ thể, đặc biệt là khi cần thay lốp tương đương. Chẳng hạn đối với lốp F 78 – 14 mức tải trọng B cần ghi rõ trên mặt bên của lốp bằng chữ in lớn:

MAX. LOAD 1500 POUNDS MAX. PRESS 32 PSI

Đơn vị pound và p.s.i (pound/inch^2) không tương ứng với hệ đơn vị chuẩn nên cần đổi đơn vị như sau:

1 pound = 0,454 kg

1 p.s.i = 0,0069 MPa.

Như vậy, 1500 pound tương đương với 680 kg và 32 p.s.i tương đương với 0,22 MPa.

Trên phần lớn các loại lốp sản xuất tại châu Âu cũng thường có dòng chữ trên vì chúng được sản xuất để có thể xuất khẩu sang Mỹ. Ngoài ra, trên lốp còn ghi nhiều thông tin khác theo các quy định của Mỹ cũng như của EEC và UN. Chẳng hạn trên lốp 175 SR 14 có thể có dòng chữ sau:

MAX. LOAD RATING 1310 POUNDS MAX. PERMISS. IFNLAT. PRESS 36 PSI

Dòng chữ trên chứa đựng các thông tin sau:

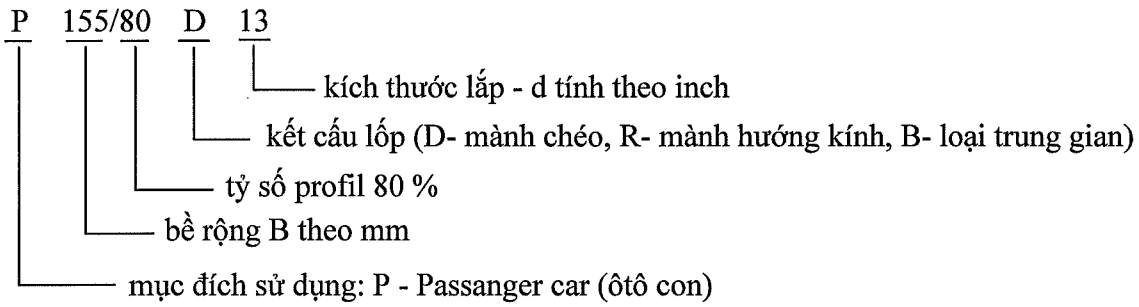
Tải trọng cực đại trên lốp 1310 × 0,454 = 595 kg;

ở áp suất lốp 36 × 0,0069 = 0,25 MPa.

Những số liệu trên tương ứng với quy định tại Mỹ nơi có tốc độ chuyển động bị hạn chế, còn ở châu Âu, chẳng hạn ở Đức loại lốp trên tương ứng với tải trọng cho phép là 560 kg ở áp suất 0,23 MPa và cho phép làm việc với tốc độ 180 km/h.

Như vậy cách viết như trên ở các mặt bên của lốp chỉ đúng với các tiêu chuẩn của Mỹ. Nếu các loại lốp sản xuất tại Mỹ nhập vào châu Âu thì cần phải tính toán hiệu chỉnh lại số liệu để thích ứng với điều kiện vận tốc cao trên các đường cao tốc.

Để tương thích với các loại lốp châu Âu, ở Mỹ cũng đã xuất hiện (từ năm 1976) loại lốp có ký hiệu theo tiêu chuẩn châu Âu, gọi là loại lốp seri "P". Ví dụ:



Ngoài có các thông số trên còn phải có tải trọng tối đa cho phép, cụ thể đối với lốp trên đây: Standard load 435 kg ở áp suất 0,24 MPa và Extra load 470 kg ở áp suất 0,28 MPa. Cần lưu ý rằng ở Mỹ đơn vị áp suất sử dụng ghi trên lốp là KPa.

Ký hiệu lốp trên đây không chứa thông tin về vận tốc tối đa cho phép, do vậy cần lưu ý khi thay lốp tương đương ở châu Âu trong điều kiện vận tốc chuyển động lớn trên các đường cao tốc.

Loại lốp seri 80 trên đây tương thích hoàn toàn với lốp seri 82 của châu Âu nên việc thay thế tương đương không có gì khó khăn.

3.6- Lốp dùng cho các loại ôtô tải nhỏ.

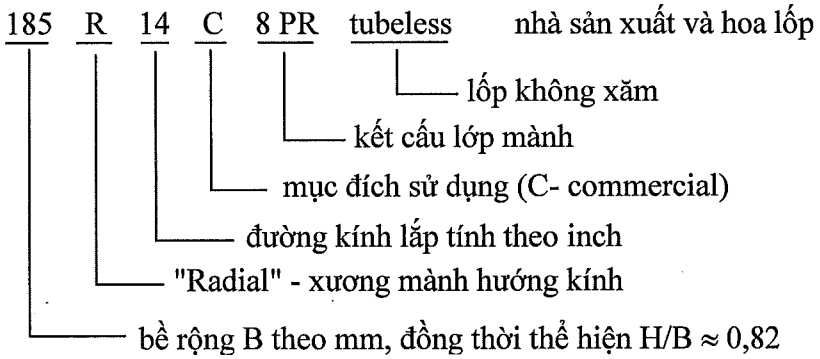
Lốp mành hướng kính seri "82" với H/B ≈ 0,82 được sử dụng rộng rãi trên các loại ôtô tải nhỏ do có tuổi thọ cao, khả năng tải cao, kích thước nhỏ hơn so với lốp mành chéo. Tuy nhiên để sử dụng trên ôtô tải nhỏ các loại lốp này cần được tăng cường về độ bền do vậy trong ký hiệu của chúng có thêm chữ *Reinforced.* Tấm lót của dạng lốp này có vật liệu giống như vật liệu tấm lót ôtô con và hoa lốp cũng tương tự. Nhưng xương mành có nhiều lớp hơn và đường kính sợi chịu lực cũng lớn hơn để có thể tăng áp suất lốp và nhờ đó tăng tải trọng lên 11 – 13%. Áp suất trong các lốp có bề rộng dưới 175 mm có thể tăng lên đến 0,29 MPa, còn bề rộng 185 mm có thể tăng tới 0,3 MPa. Các giá trị trên có thể được tăng thêm tối đa 0,05 MPa nữa nếu cần thiết để cải thiện tính năng của ôtô (nhưng không phải vì mục đích tăng tải trọng nữa). Các lốp *Reinforced* có hoa lốp dạng tiêu chuẩn có vận tốc giới hạn là 170km/h, tuy nhiên các nhà sản xuất lốp khuyên rằng, nếu ôtô chạy với vận tốc lớn hơn 160 km/h thì tăng áp suất lốp lên 0,01 MPa.

Một loại lốp khác sử dụng trên các ôtô tải nhỏ có ký hiệu C (*commercial),* có vận tốc cơ sở là 120 km/h. Trên lốp loại này còn có thể có ghi chữ *Transport.* Trong các nước EEC loại lốp được sản xuất với vận tốc cơ sở là 130km/h. Vận tốc cơ sở V_R là vận tốc chuyển động tối đa

cho phép khi tải trọng của lốp đạt 100% định mức, nghĩa là đạt được đúng số liệu đã ghi trong sổ tay tra cứu. Vận tốc cơ sở được ký hiệu trên mặt bên của lốp (Quy định số 30 EEC UN):

V_R = 120 km/h	ký hiệu	L	
V_R = 130 km/h	ký hiệu	M	(Các loại lốp sản xuất tại Đức)
V_R = 140 km/h	ký hiệu	N	(Các loại lốp 8PR, la răng 14").

Lốp C có thêm chữ *Transport* thường là lốp không xăm. Loại lốp này được sản xuất dành riêng cho các loại ôtô tải và ôtô khách loại nhỏ, chúng cũng có H/B ≈ 0,82, nhưng có tấm lót được tăng cường với độ bền cao hơn và có hoa lốp tiêu chuẩn với các vấu bám lớn nên có tuổi thọ cao hơn. Các loại lốp này còn được tăng cường độ bền ở lớp xương mành, bằng cách tăng số lớp sợi, tăng đường kính sợi, bố trí mật độ sợi dầy hơn hoặc sử dụng các loại sợi có độ bền cao hơn. Điều này được thể hiện trong ký hiệu lốp bằng các chữ 6 PR và 8 PR tương tự như ở lốp mành chéo. Các loại lốp dạng này có áp suất làm việc nằm trong khoảng 0,23 – 0,45 MPa. Ký hiệu lốp có dạng như sau:



Theo quy định 30 EEC UN thì ở cuối của ký hiệu lốp phải có chữ thể hiện chỉ số tốc độ của lốp. Như vậy, có thể so sánh ký hiệu lốp như sau:

185 SR 14	185 R 14 90 S
185 R 14 90 S	185 R 14 94 R
185 R 14 C 6 PR	185 R 14 99/97 M
185 R 14 C 8 PR	185 R 14 102/100 M

Các ký hiệu reinforced, C, PR có thể không ghi, 2 số trước chữ M thể hiện khả năng tải của lốp đơn và lốp kép. Trong các ký hiệu trên các chữ chỉ tốc độ không thể hiện vận tốc cực đại thực của lốp. Chẳng hạn lốp có ký hiệu M nếu chịu trọng tải 90% định mức thì có thể chịu tốc độ tới 150 km/h, trong khi đó theo quy định về chỉ số vận tốc thì 150 km/h tương ứng với chữ P.

3.6- Lốp dùng cho các loại ôtô tải.

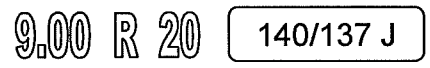
Tải trọng lớn, tuổi thọ cao, lực cản lăn nhỏ và độ tin cậy làm việc cao - đó là các yêu cầu cơ bản đối với lốp ôtô tải. Có thể thấy rằng các yêu cầu trên có thể được đáp ứng một cách dễ dàng hơn nếu sử dụng lốp mành hướng kính, vì vậy hầu hết ôtô tải cho tới ôtô hạng nặng đều sử dụng lốp loại R. Để tăng độ bền, trong tấm lót và trong các lớp xương mành của các loại lốp này đều sử dụng các sợi thép.

Lốp được ký hiệu như sau:

9.00 R 20 Radial 14 PR hay 9.00 – 20 Radial 14 PR

Chữ PR thể hiện độ bền (cấu trúc lớp xương mành) chỉ xuất hiện trong trường hợp có nhiều dạng cấu trúc lớp mành cho một loại lốp.

Theo quy định 30 EEC UN ký hiệu lốp có dạng:



Các số và chữ trong khung thể hiện: số thứ nhất – chỉ số tải trọng của lốp đơn (2500kg), số thứ hai – chỉ số tải trọng khi lốp được lắp kép (2300kg) với áp suất không khí là 0,75 MPa và chữ J là chỉ số tốc độ thể hiện vận tốc cơ sở (100 km/h). Các thông số cơ bản của một số loại lốp ôtô tải được cho trong bảng 7 và 8.

Bảng 7 – Tải trọng lốp ôtô tải

Chỉ số tải trọng	Khối lượng cho phép, kg	Chỉ số tải trọng	Khối lượng cho phép, kg	Chỉ số tải trọng	Khối lượng cho phép, kg	Chỉ số tải trọng	Khối lượng cho phép, kg	Chỉ số tải trọng	Khối lượng cho phép, kg
90	600	108	1000	126	1700	144	2800	162	4750
91	615	109	1030	127	1750	145	2900	163	4875
92	630	110	1060	128	1800	146	3000	164	5000
93	650	111	1090	129	1850	147	3075	165	5150
94	670	112	1120	130	1900	148	3150	166	5300
95	690	113	1150	131	1950	149	3250	167	5450
96	710	114	1180	132	2000	150	3350	168	5600
97	730	115	1215	133	1060	151	3450	169	5800
98	750	116	1250	134	2120	152	3550	170	6000
99	775	117	1285	135	2180	153	3650	171	6150
100	800	118	1320	136	2240	154	3750	172	6300
101	825	119	1360	137	2300	155	3850	173	6500
102	850	120	1400	138	2360	156	4000	174	6700
103	875	121	1450	139	2430	157	4125	175	6900
104	900	122	1500	140	2500	158	4250	176	7100
105	925	123	1550	141	2575	159	4375	177	7300
106	950	124	1600	142	2650	160	4500	178	7500
107	975	125	1650	143	2725	161	4625	179	7750

Lốp xương mành chéo có ký hiệu khác với lốp mành hướng kính ở chỗ thay cho chữ R người ta ghi "-", ví dụ :

lốp có độ bền tăng cường	9.00 – 20/12 PR	hay	9.00 - 20 136/133 J
lốp loại "super"	9.00 – 20/40 PR	hay	9.00 – 20 140/137 J

Theo tiêu chuẩn DIN 7805 có các loại lốp mành hướng kính sau:

7.00 R 16 "L"	7.50 R 16 "L"	7.50 R 20 "L"
8.25 R 16	8.25 R 20	9.00 R 20
10.00 R 20	11.00 R 20	12.00 R 20

Ngoài ra còn có các loại lốp mành chéo với các kích thước như trên và 5 loại lốp tăng tải trọng sau:

12.00 – 24 13.00 – 20 14.00 – 20 14.00 – 22 14.00 – 24

Với tỷ số profil H/B ≈ 0,95 các loại lốp này tương ứng với loại lốp "superbalon" dùng cho ôtô con.

Bảng 8 – Vận tốc giới hạn đối với các loại lốp ôtô tải .

Ký hiệu	F	G	J	K	L	M	N
Vận tốc cơ sở, km/h	80	90	100	110	120	130	140

Đối với ôtô tải, các loại lốp có kích thước tương đương thì có tải trọng và giá tương đương không phụ thuộc vào kết cấu lốp (mành hướng kính hoặc mành chéo).

Cần lưu ý rằng các số liệu trong các sổ tay tra cứu tương ứng với số liệu định mức. Trong các điều kiện làm việc cụ thể cần tính toán lại các thông số của lốp cho thích hợp. Chẳng hạn đối với các lốp 8,25 – 12 có vận tốc cơ sở $V_R \leq 100$ km/h được ký hiệu với chỉ số vận tốc là J trong bảng 8. Nhưng nếu lốp này được lắp trên ôtô có vận tốc làm việc nhỏ hơn (do bản thân ô tô hoặc do điều kiện đường xá) thì có thể tăng tải trọng của lốp.

Nếu lốp ô tô tải có chỉ số độ bền bằng bằng 20 (PR) hoặc lớn hơn hay có bề rộng H ≥ 13" thì vận tốc cơ sở không vượt quá 80 km/h (ký hiệu F).

Các lốp ô tô tải loại hẹp có độ bền 10 PR hay 12 PR với kích thước từ 7.00 R 16 "L" đến 7.50 R 20 "L" có vận tốc giới hạn cho phép 120 km/h.

Hướng phát triển của lốp mành hướng kính cho ô tô tải cũng tương tự như đối với ô tô con là giảm tỷ số profil H/B mà vẫn giữ nguyên đường kính ngoài (bề rộng tăng lên). Cụ thể việc giảm từ H/B ≈ 0,95 xuống tới H/B ≈ 0,80, 0,75 hoặc 0,65 cho phép tăng tải trọng của lốp lên 25 – 30%. Các loại lốp này được ký hiệu với bề rộng theo inch và thường kết thúc bằng 0,5 và sau đó là tỷ số profil H/B cho theo %. Chỉ số PR không ghi trên lốp vì thông thường mỗi loại lốp chỉ được sản xuất với một kết cấu mành duy nhất. Thường gặp các loại lốp sau: 12/80 R 20, 13/80 R 20, 14/80 R 20

Các loại lốp ôtô tải thường phải sử dụng xăm do việc làm kín lốp không xăm có kích thước lớn rất khó khăn.

Chỉ có một số loại lốp rất hạn chế được chế tạo không xăm nhưng chúng đòi hỏi phải được lắp trên các la răng đặc biệt để đảm bảo độ kín chống lọt khí. Thường gặp các loại la răng với kích thước như sau:

17,5 với d_1 = 444,5 mm tương đương 16;

19,5 với d_1 = 496,3 mm tương đương 18;

22,5 với d_1 = 571,5 mm tương đương 20.

Các loại lốp không xăm được sản xuất với H/B ≈ 0,88. Bề rộng (từ 8 – 18") được ký hiệu bằng số nguyên hoặc kết thúc bằng 0,5, số PR không có trong ký hiệu. Cụ thể:

10 R 22,5

- 22,5 — đường kính lắp tính theo inch
- R — "Radial" - xương mành hướng kính
- 10 — bề rộng B theo inch, đồng thời thể hiện H/B ≈ 0,82

Các loại lốp này có đường kính ngoài và tải trọng tương đương với các lốp có xăm thường loại super với đường kính lắp 16 và 20". Như vậy có khả năng lắp lẫn như sau:

8 R 17,5 "L"	với	7.00 R 16/12 PR
8,5 R 17,5 "L"	với	7.00 R 16/12 PR
10 R 17,5	với	7.00 R 16/12 PR
8 R 22,5 "L"	với	7.00 R 16/12 PR
9 R 22,5	với	7.00 R 16/12 PR
10 R 22,5	với	7.00 R 16/12 PR

Các loại lốp không xăm cũng được phát triển theo hướng giảm tỷ số profil, nếu H/B khác 0,88 thì trong ký hiệu lốp có thêm tỷ số H/B cho theo %, ví dụ:

10/70 R 22,5 140/137 J, 11/70 R 22,5 146/143 J,

12/70 R 22,5 149/145 J, 13/70 R 22,5 154/149 J,

và có thể gặp ký hiệu lốp với bề rộng được cho theo mm:

315/70 R 22,5 149/145 J.

Vận tốc cơ sở đối với các loại lốp trên là 100km/h (thể hiện bằng chữ J trong ký hiệu). Cho phép sử dụng các loại lốp khác với V_R = 110, 120 và 130km/h với các ký hiệu tương ứng là K, L, M.

Các lốp ký hiệu J nếu chỉ sử dụng ở mức tải 88% thì có thể tăng vận tốc giới hạn lên tới 120 km/h. Các lốp với ký hiệu K cũng có thể sử dụng với vận tốc trên nếu mức tải là 93 % định mức.

CHƯƠNG 10
HỆ THỐNG TREO

1- Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1- Công dụng

Hệ thống treo có nhiệm vụ nối đàn hồi khung vỏ ôtô với hệ thống chuyển động nhằm giảm va đập truyền từ mặt đường lên khung vỏ, tạo độ êm dịu chuyển động.

1.2- Phân loại

Hệ thống treo có thể được phân loại như sau:

- Theo bộ phận hướng: treo độc lập và treo phụ thuộc.
- Theo phần tử đàn hồi: nhíp, lò xo trụ, thanh xoắn, khí nén, thuỷ khí, cao su và loại liên hợp.

1.3- Các yêu cầu đối với hệ thống treo

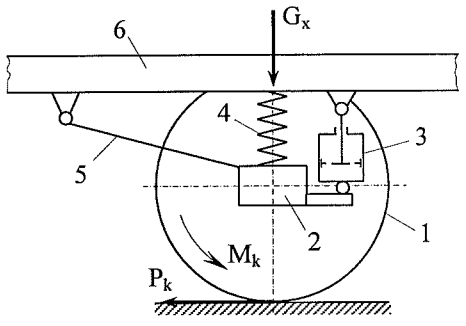
Các yêu cầu đối với hệ thống treo:

- Đảm bảo tần số dao động riêng thích hợp cho phần được treo (phụ thuộc chủ yếu vào độ võng tĩnh f_t).
- Có độ võng động hợp lý để không sinh ra va đập lên các ụ hạn chế bằng cao su.
- Có độ dập tắt dao động hợp lý.
- Đảm bảo vỏ ôtô không bị nghiêng khi quay vòng hoặc khi phanh.
- Đảm bảo chiều rộng cơ sở và các góc đặt của các trụ đứng của bánh xe dẫn hướng không thay đổi.
- Đảm bảo sự tương thích giữa động học bánh xe dẫn hướng và động học của dẫn động lái.

2- Kết cấu hệ thống treo

2.1- Các bộ phận cơ bản của hệ thống treo

Hệ thống treo gồm có 3 bộ phận chính: bộ phận đàn hồi, bộ phận hướng và bộ phận giảm chấn. Ngoài ra, trong một số hệ thống treo có sử dụng bộ phận ổn định ngang. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của hệ thống treo được trình bày trên hình 10.1.



Hình 10.1- Các bộ phận cơ bản của hệ thống treo
1- bánh xe; 2- dầm cầu; 3 giảm chấn; 4- bộ phận đàn hồi; 5- bộ phận hướng.

Bộ phận đàn hồi có nhiệm vụ giảm tải động tác dụng lên khung vỏ ôtô, tạo nên độ êm dịu chuyển động khi ôtô chuyển động trên đường không bằng phẳng. Bộ phận đàn hồi chỉ truyền các lực tác động theo phương thẳng đứng. Trên hình 10.1 bộ phận đàn hồi được thể hiện tượng trưng dưới dạng lò xo trụ 4.

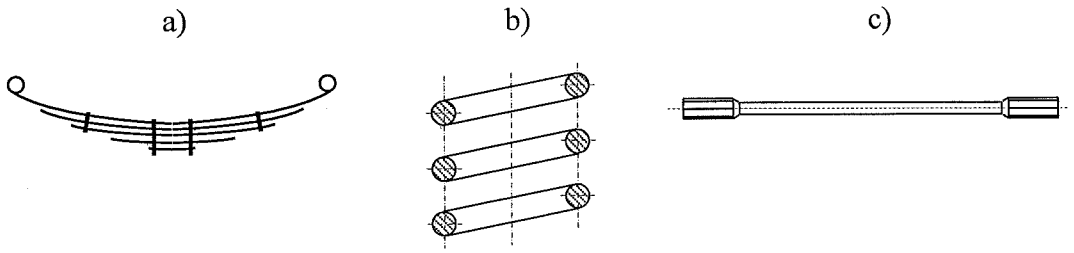
Bộ phận hướng dùng để truyền các lực dọc, ngang và các mô men tương tác giữa bánh xe với khung vỏ ôtô. Chẳng hạn, để ôtô có thể chuyển động được thì lực kéo P_k đặt tại bánh xe chủ động cần được truyền tới khung xe, nhưng do bộ phận đàn hồi và giảm chấn không có khả năng truyền lực

dọc và mô men, nên cần phải có bộ phận hướng (thanh đòn 5 trên hình 10.1) để thực hiện nhiệm vụ này. Bộ phận hướng không chỉ truyền các lực và mô men, nó còn có nhiệm vụ đảm bảo động học các bánh xe trong quá trình chuyển động.

Bộ phận giảm chấn có nhiệm vụ dập tắt các dao động tương đối giữa khung vỏ và bánh xe sinh ra trong quá trình chuyển động. Hiện nay, trên các loại ôtô đều sử dụng giảm chấn thuỷ lực. Trong giảm chấn thuỷ lực, năng lượng dao động được chuyển hoá thành nhiệt năng làm nóng chất lỏng công tác, rồi sau đó toả ra ngoài qua vỏ giảm chấn. Trên hình 10.1 giảm chấn 3 được thể hiện dưới dạng xi lanh thuỷ lực với các lỗ tiết lưu trên pít tông.

2.2- Bộ phận đàn hồi

Bộ phận đàn hồi có thể gồm một hoặc nhiều phần tử kim loại hoặc phi kim loại. Các phần tử đàn hồi bằng kim loại thường là nhíp, lò xo trụ và thanh xoắn. Các phần tử đàn hồi phi kim loại có thể là cao su, khí nén hoặc thuỷ lực. Trên thực tế các phần tử đàn hồi kim loại được sử dụng phổ biến hơn.



Hình 10.2- Các dạng phần tử đàn hồi kim loại
a)- nhíp; b)- lò xo trụ; c- thanh xoắn.

Trên hình 10.2 thể hiện 3 dạng phần tử đàn hồi được sử dụng phổ biến hơn cả là nhíp, thanh xoắn và lò xo trụ.

Nhíp (hình 10.2- a) được chế tạo từ các lá thép được uốn cong theo biên dạng xác định và được bó lại với nhau tạo thành bộ. Hiện nay, nhíp được sử dụng rất rộng rãi trong các hệ thống treo phụ thuộc trên hầu hết các loại ôtô. Ưu điểm nổi trội của nhíp là có thể thực hiện đồng thời nhiều chức năng: trong hệ thống treo nhíp còn đảm nhận thêm chức năng của bộ phận hướng và tham gia một phần vào việc dập tắt dao động do có ma sát giữa các lá nhíp.

Lò xo trụ (hình 10.2- b) được sử dụng chủ yếu trên ôtô con ở các hệ thống treo độc lập. Đặc điểm của nó là chỉ truyền lực theo phương thẳng đứng do vậy hệ thống treo sử dụng lò xo trụ nhất thiết phải có thêm bộ phận hướng và bộ phận giảm chấn.

Thanh xoắn được chế tạo từ thép có độ đàn hồi cao, thường có tiết diện tròn (hình 10.2- c). Ở 2 đầu của thanh có các then, nhờ các then này thanh xoắn được lắp một đầu lên khung xe và đầu còn lại được nối với một đòn của hệ thống treo. Khi khoảng cách giữa cầu xe và khung xe thay đổi (có dao động) thanh xoắn bị xoắn lại tạo nên lực đàn hồi trong hệ thống. Cũng tương tự như đối với lò xo trụ, hệ thống treo sử dụng thanh xoắn cần phải có thêm bộ phận hướng và giảm chấn.

Các phần tử đàn hồi phi kim loại được sử dụng phổ biến hiện nay là ụ cao su và các phần tử đàn hồi khí nén. Các ụ cao su thường được sử dụng kết hợp với các phần tử kim loại khác dưới dạng các ụ hạn chế hành trình.

Phần tử đàn hồi khí nén là một bầu chứa khí nén được chế tạo từ vật liệu cao su cùng với các lớp sợi chịu lực có khả năng biến dạng và có hình dạng thích hợp. Một trong những ưu điểm của phần tử đàn hồi khí nén là có thể thay đổi được độ cứng của hệ thống treo bằng cách thay đổi áp suất khí nén. Hơn nữa, người ta có thể tạo được các dạng đường đặc tính đàn hồi khác nhau tuỳ theo hình dạng của bầu chứa khí.

Ngoài ra, trên một số loại ôtô có sử dụng phần tử thuỷ khí vừa thực hiện chức năng của phần tử đàn hồi đồng thời thực hiện chức năng dập tắt dao động của giảm chấn.

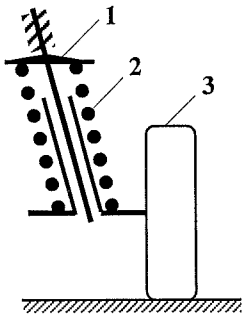
2.2- Bộ phận hướng

Đối với hệ thống treo phụ thuộc, nhíp vừa là bộ phận đàn hồi vừa là bộ phận hướng, còn trong hệ thống treo độc lập bộ phận hướng thường là các thanh đòn.

Hệ thống treo độc lập cho phép cải thiện tính điều khiển, tính ổn định và độ êm dịu chuyển động của ôtô. Trên các loại ôtô hiện nay thường gặp một số dạng treo độc lập sau: treo loại nến (còn gọi là treo McPherson), treo một đòn, treo hai đòn hình bình hành và treo hai đòn hình thang.

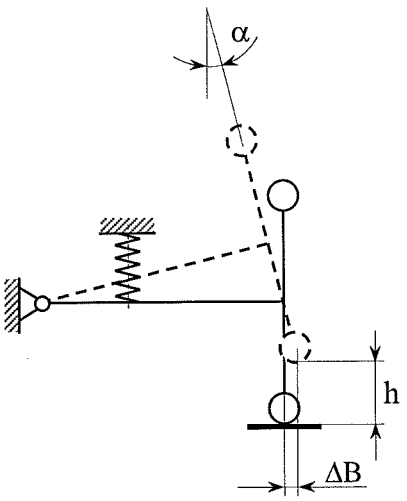
Hệ thống treo *McPherson* (hình 10.3) đảm bảo động học các bánh xe tốt nhất trong số các dạng treo độc lập. Với hệ thống treo này, khi dao động bánh xe dịch chuyển theo trục 1, vì vậy bánh xe luôn nằm trong mặt phẳng thẳng đứng, đồng thời bề rộng cơ sở thay hầu như không thay đổi do góc nghiêng của trục 1 rất nhỏ.

Trục 1 được gắn lên khung (vỏ) ôtô và phải có các góc nghiêng thích hợp để đảm bảo các góc đặt của trụ đứng của bánh xe dẫn hướng.



Hình 10.3- Treo McPherson (nến)

Treo *McPherson* thường được sử dụng ở các bánh xe dẫn hướng. Tuy nhiên, trong hệ thống treo loại này ma sát trong bộ phận hướng tương đối lớn, hơn nữa việc bố trí trên xe thường gặp khó khăn nên phạm vi sử dụng bị hạn chế.

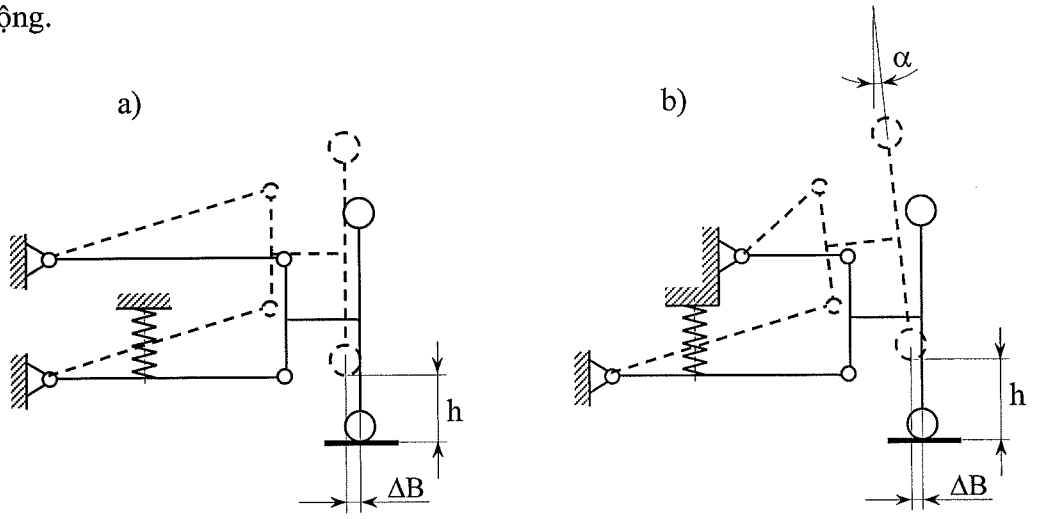


Hình 10.4- Bộ phận hướng 1 đòn

Hệ thống treo với bộ phận hướng 1 đòn được thể hiện trên hình 10.4. Kết cấu hệ thống treo loại này đơn giản, nhưng động học bánh xe không tốt do khi dao động bánh xe quay quanh một tâm cố định tạo nên góc lệch α lớn, đồng thời độ thay đổi bề rộng cơ sở ΔB cũng lớn. Vì vậy, hệ thống treo loại này không nên sử dụng cho bánh xe dẫn hướng vì góc lệch α lớn sẽ gây nên hiệu ứng con quay làm dao động bánh xe dẫn hướng xung quanh trụ đứng. Hơn nữa, do bề rộng cơ sở thay đổi nhiều nên trong quá trình dao động, các bánh xe trượt trên mặt đường gây nên mòn lốp và giảm tính ổn định, tính điều khiển của ôtô. Với những lý do nêu trên, bộ phận hướng dạng này chỉ sử dụng cho các bánh xe cầu sau.

Hệ thống treo với bộ phận hướng có 2 đòn được thực hiện theo 2 phương án: 2 đòn có kích thước bằng nhau (hình 10.5-a) và 2 đòn có kích thước khác nhau (hình 10.5-b). Ở hệ thống treo có bộ phận hướng hình bình hành, khi bánh xe dao động nó vẫn luôn

nằm trong mặt phẳng thẳng đứng, nghĩa là không tạo nên góc lệch α như ở hệ thống treo một đòn. Tuy nhiên, với hệ thống treo này bề rộng cơ sở B thay đổi nhiều khi dao động.



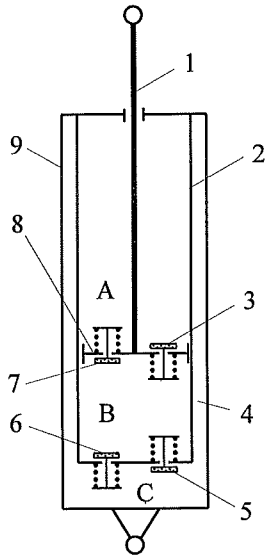
Hình 10.5- Bộ phận hướng 2 đòn

a)- bộ phận hướng hình bình hành có 2 đòn bằng nhau;
b)- bộ phận hướng hình thang có 2 đòn không bằng nhau.

Để giảm mức độ thay đổi bề rộng cơ sở B trong quá trình dao động của các bánh xe người ta sử dụng bộ phận hướng hai đòn hình thang (hình 10.5- b). Bộ phận hướng với 2 đòn không bằng nhau cho phép giảm mức thay đổi bề rộng cơ sở ΔB và góc α xuất hiện ở đây cũng rất nhỏ nên có ưu điểm rõ rệt so với bộ phận hướng một đòn hoặc bộ phận hướng hai đòn hình bình hành.

2.3- Bộ phận giảm chấn

Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của giảm chấn được thể hiện trên hình 10.6.



Hình 10.6- Giảm chấn

Các bộ phận cơ bản của giảm chấn thuỷ lực gồm có xi lanh 2 và pít tông 8, trên pít tông có bố trí các van nén 3 và van trả 7. Cần pít tông được nối với khung (vỏ) xe, còn vỏ của giảm chấn được nối với dầm cầu. Khi ôtô dao động, khoảng cách giữa vỏ xe và dầm cầu thay đổi làm pít tông dịch chuyển lên xuống trong xi lanh tạo nên các hành trình nén và trả. Nhờ có sự dịch chuyển của pít tông trong xi lanh, chất lỏng bị dồn qua các van (nén và trả) có tiết diện lưu thông rất nhỏ (tiết lưu). Chính các tiết lưu này sinh ra lực cản dao động và tạo nên hiệu ứng dập tắt dao động. Diện tích tiết diện lưu thông của các van được thiết kế sao cho tạo được lực cản dao động thích hợp.

Ở hành trình nén, khung xe và dầm cầu đi lại gần nhau. Lúc này, do chất lỏng trong khoang B bị nén tạo nên áp suất cao nên van trả 7 đóng lại và van nén 3 mở ra, chất lỏng bị dồn từ khoang B sang khoang A qua van 3. Do tiết diện lưu thông của van rất nhỏ nên ma sát nhớt ở đây tạo nên lực cản lớn chống lại dòng chảy chất lỏng, nghĩa là chống lại chuyển động của pít tông hay nói cách khác là cản trở quá trình dao động.

Ở hành trình trả, khung xe và dầm cầu đi ra xa nhau và quá trình xảy ra tương tự như trên.

Do trong khoang A của giảm chấn, cần pít tông chiếm một thể tích nhất định, nên trong quá trình chuyển động của pít tông sự thay đổi thể tích ở các khoang trên và dưới không bằng nhau vì vậy, nên các giảm chấn cần có một khoang phụ C để bù cho sự chênh lệch trên. Chẳng hạn, ở hành trình nén, thể tích được giải phóng trong khoang A nhỏ hơn thể tích bị chiếm chỗ trong khoang B, vì vậy một phần chất lỏng từ khoang B phải được dồn sang khoang C qua van nén 5. Ngược lại, ở hành trình trả, thể tích được giải phóng ở khoang B lớn hơn thể tích bị chiếm chỗ trên khoang A, nên lượng chất lỏng từ khoang A đi sang khoang B không đủ để điền đầy khoang này, vì vậy, một phần chất lỏng sẽ được dồn từ khoang C vào khoang B qua van trả 6.

Như vậy, trong quá trình dao động, chất lỏng chuyển động qua các tiết lưu và ma sát nhớt tại đây sẽ làm chất lỏng bị nóng lên. Nghĩa là, một phần năng lượng dao động bị hấp thụ tại giảm chấn và chuyển thành nhiệt năng làm cho giảm chấn nóng lên. Lượng nhiệt này sau đó toả ra ngoài không khí qua vỏ giảm chấn.

3- Tính toán hệ thống treo

A- Bộ phận đàn hồi

A.1- Các thông số cơ bản.

Trong quá trình thiết kế, người ta sử dụng tần số dao động làm cơ sở để lựa chọn các thông số cơ bản của bộ phận đàn hồi. Theo lý thuyết ôtô:

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{f_t}}, \quad \text{dao động/phút}$$

trong đó f_t là độ võng tĩnh (m), g- gia tốc trọng trường (m/s^2). Đối với xe chở người tần số dao động nên chọn trong khoảng 60 - 90 lần/ phút, còn đối với xe tải có thể chọn tần số dao động lớn hơn: 90 - 120 lần/phút.

Như vậy, sau khi lựa chọn tần số dao động một cách hợp lý, có thể tính gần đúng độ võng tĩnh của phần tử đàn hồi như sau:

$$f_t \approx \left(\frac{300}{n}\right)^2 \quad \text{(cm)} \qquad (1)$$

Thông thường độ võng tĩnh có giá trị khác nhau đối với các loại xe:

- ôtô con: $f_t = 15 \div 25$ cm;
- ôtô chở khách: $f_t = 11 \div 15$ cm;
- ôtô tải: $f_t = 2 \div 12$ cm.

Các công thức trên cho thấy thông số cơ bản quyết định độ êm dịu chuyển động là độ võng tĩnh: độ võng tĩnh lớn thì tần số dao động nhỏ và xe có độ êm dịu tốt hơn.

Với độ võng tính đã biết, người ta có thể xác định độ cứng của bộ phận đàn hồi:

$$C = \frac{G_t}{f_t} \qquad (2)$$

với G_t là trọng lượng tĩnh tác dụng lên phần tử đàn hồi.

Cần lưu ý rằng, đối với hệ thống treo phụ thuộc độ võng tĩnh ở các bánh xe cùng một cầu được coi là bằng nhau, còn đối với hệ thống treo độc lập thì độ võng ở hai bên bánh xe có thể khác nhau và cần được xác định cụ thể cho từng trường hợp.

Trong quá trình dao động độ võng thay đổi nên người ta đưa ra khái niệm độ võng động:

$$f_d = f_t \pm f_d^{'}$$

trong đó: $f_d^{'}$ là hành trình động của hệ thống treo.

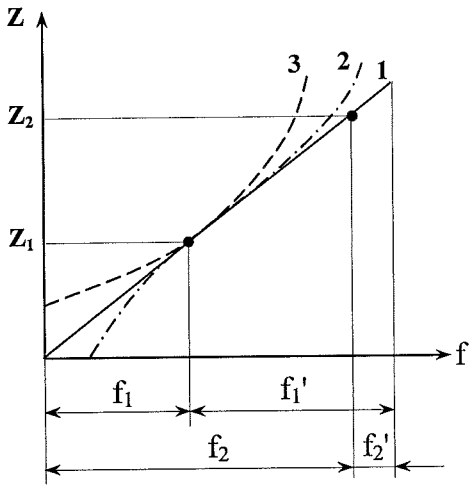
Để đảm bảo độ êm dịu chuyển động quan hệ giữa độ võng tĩnh trên cầu sau và cầu trước của ôtô (f_{t2}/f_{t1}) nên chọn trong khoảng:

- đối với ôtô con: 0,8 ÷ 0,9;
- đối với ôtô tải và ôtô chở khách: 1,0 ÷ 1,2.

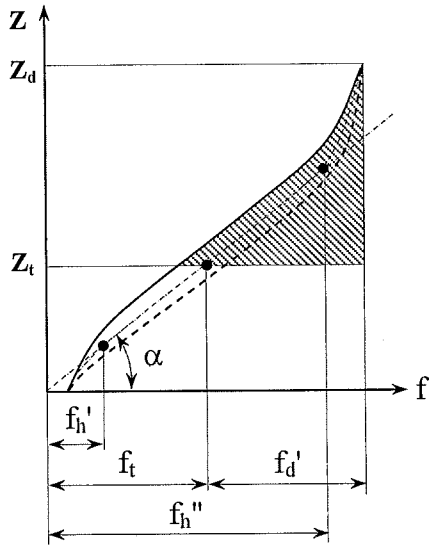
Trong khi lựa chọn độ võng tĩnh của hệ thống treo cần chú ý tránh hiện tượng va đập lên các ụ hạn chế hành trình.

A.2- Đặc tính đàn hồi.

Đặc tính đàn hồi thể hiện quan hệ giữa độ võng f và tải trọng tác dụng theo phương thẳng đứng Z. Trên hình 10.7 thể hiện 3 đường đặc tính đàn hồi với các tính chất khác nhau.



Hình 10.7
Các dạng đặc tính đàn hồi của hệ thống treo:
1- Độ cứng không đổi;
2- Độ cứng thay đổi;
3- Độ cứng tăng liên tục.



Hình 10.8
Đặc tính đàn hồi của hệ thống treo với bộ phận đàn hồi phi tuyến

Các đường đặc tính được vẽ với điều kiện chung là tại tải trọng Z_1 độ cứng của các hệ thống treo này bằng nhau.

Đường 1 trên hình 10.7 ứng với hệ thống treo với phần tử đàn hồi có độ cứng không đổi (lò xo trụ, nhíp, ...): độ võng tĩnh tăng tỷ lệ với tải trọng. Với đường đặc tính này, khi tải trọng lớn thì hành trình động nhỏ, điều này dẫn đến va đập thường xuyên vào ụ hạn chế làm giảm độ êm dịu chuyển động.

Đường 3 ứng với hệ thống treo có độ cứng tăng theo tải trọng (phần tử đàn hồi dạng khí nén). Khi tải trọng lớn thì độ võng giảm và tần số dao động tăng nên độ êm dịu giảm.

Hệ thống treo có đặc tính như thể hiện trên đường 2 đảm bảo cho tần số dao động không đổi trong vùng làm việc Z_1 - Z_2. Để có được điều này độ cứng cần thoả mãn:

$$C_x = C_1 e^{\frac{f_x - f_1}{f_1}}$$

trong đó: C_1- độ cứng ứng với độ võng f_1; C_x là độ cứng của hệ thống tại vị trí bất kỳ của đồ thị có độ võng là f_x. Khi đó:

$$Z_x = Z_1 e^{\frac{f_x - f_1}{f_1}}$$

Với đường đặc tính này, ở cuối hành trình trả độ cứng tăng dần nên giảm được va đập lên ụ hạn chế. Các dạng phần tử đàn hồi thông dụng đều không có được đường đặc tính này, do vậy muốn có hệ thống treo như vậy cần kết hợp các dạng phần tử đàn hồi với nhau. Chẳng hạn, nếu sử dụng nhíp cùng với các ụ hạn chế bằng cao su ta có thể tạo được đường đặc tính như thể hiện trên hình 10.8.

Do giữa các lá nhíp có ma sát gây nên tổn thất về lực nên các đường đặc tính của nó trong trường hợp chất tải và giảm tải không trùng nhau. Trên hình 10.8 đường liền nét ứng với trường hợp chất tải còn đường nét đứt ứng với trường hợp giảm tải. Đặc tính của hệ thống treo trong trường hợp này được lấy là đường trung bình, độ cứng của nó được tính như sau:

$$C = tg\alpha$$

trong đó α là góc giữa đường thẳng tiếp tuyến với đường cong trung bình đi qua điểm tương ứng với tải tĩnh.

Hai điểm trên đặc tính có các độ võng f_h' và f_h'' tương ứng với vị trí khi nhíp chạm vào các ụ hạn chế, vì vậy:

- với $f_h' < f < f_h''$: đặc tính là đường thẳng, thể hiện C = const;
- với $f < f_h'$ và $f > f_h''$: đặc tính có dạng phi tuyến, nó thể hiện sự phối hợp làm việc giữa nhíp và ụ cao su.

A.3- Tính toán nhíp.

a)- Chọn sơ bộ các thông số cơ bản của nhíp

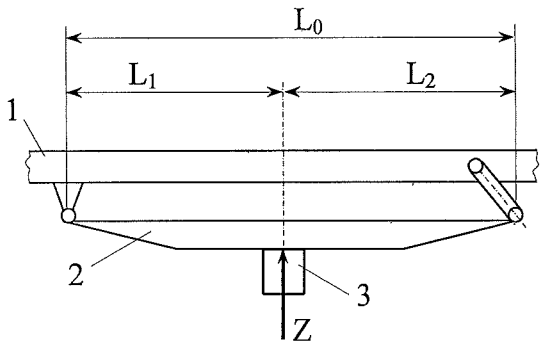
Nhíp bao gồm nhiều lá mỏng có bán kính cong khác nhau (lá dưới có bán kính cong nhỏ hơn lá trên) được bó chặt thành một bộ. Sơ đồ bố trí nhíp trên xe được thể hiện trên hình 10.9.

Tải tác dụng lên nhíp Z đặt tại vị trí lắp nhíp với dầm cầu được tính theo công thức sau:

$$Z = Z_{bx} - g_{bx} - \frac{1}{2} g_c \qquad (3)$$

với:

Z_{bx}- phản lực từ đường lên bánh xe, $Z_{bx} = G_{bx}$, G_{bx}- trọng lượng tác dụng lên bánh xe; g_{bx}- trọng lượng của bánh xe; g_c- trọng lượng của cầu.



Hình 10.9- Sơ đồ bố trí nhíp trên xe.
1- khung xe; 2- bộ nhíp; 3- dầm cầu.

Khi thiết kế nhíp cần chọn sơ bộ các kích thước tổng thể của nó: L_0, L_1 và L_2. Nếu thiết kế nhíp đối xứng thì $L_1 = L_2$. Chiều dài toàn bộ L_0 có thể chọn theo chiều dài cơ sở của ôtô L như sau:

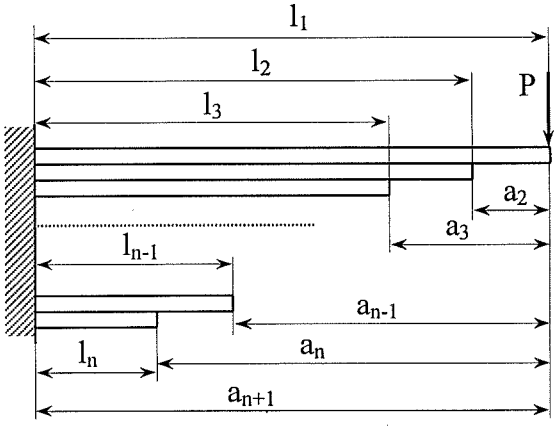
- đối với ôtô du lịch: $L_0 = (0,4 \div 0,55)L$;
- đối với ôtô tải: $L_0 = (0,26 \div 0,35)L$ cho nhíp trước;
  $L_0 = (0,35 \div 0,45)L$ cho nhíp sau.

Do nhíp được bắt chặt với dầm cầu nên khi tính toán người ta chia nhíp thành hai phần bên trái và bên phải. Vị trí bắt với dầm cầu coi như bị ngàm chặt như thể hiện trên sơ đồ hình 10.10.

Các thông số của các lá nhíp cũng được chọn sơ bộ theo kinh nghiệm:

- số lá nhíp;
- chiều dài của mỗi lá nhíp;
- chiều dầy các lá nhíp và số nhóm các lá nhíp có cùng chiều dầy;
- bề rộng các lá nhíp b.

Thông thường các lá nhíp được phân nhóm theo chiều dày với số nhóm không quá 3. Tỷ số giữa chiều rộng và dày của lá nhíp nên chọn trong giới hạn:



Hình 10.10- Sơ đồ tính toán các lá nhíp

$$6 < \frac{b}{h} < 10 \qquad (4)$$

Nếu chiều rộng chọn lớn quá thì khi ôtô bị nghiêng, ứng suất xoắn trong nhíp sẽ lớn.

Số lượng các lá nhíp thường từ 6 đến 14, ở các ôtô có tải trọng lớn số lá có thể lên tới 20.

b)- Tính độ võng tĩnh và độ cứng của nhíp

Có nhiều phương pháp để tính độ võng theo các thông số của các lá nhíp. Các công thức tính toán dưới đây được xây dựng theo lý thuyết thế năng biến dạng đàn hồi.

Nếu nhíp là đối xứng:

$$f_t = \frac{Z_t}{6E\alpha} \sum_{i=1}^{n} a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1}) \qquad (5)$$

Nếu nhíp không đối xứng:

$$f_t = \frac{Z_t}{3E\alpha} \frac{L_1}{L_0} \sum_{i=1}^{n} a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1}) + \frac{Z_t}{3E\alpha} \frac{L_2}{L_0} \sum_{i=1}^{n} a'^3_{i+1} (Y_i - Y_{i+1}) \qquad (6)$$

trong đó:

Z_t- trọng lượng tĩnh tác dụng lên nhíp;

E- mô đun đàn hồi của vật liệu ($E = 2.10^5$ MN/m^2);

α = 0,83 - 0,87;

$$Y_i = \frac{1}{I_i}; \qquad Y_{n+1} = 0$$

$I_1 = J_1$; $I_2 = J_1 + J_2$; ... ; $I_k = J_1 + J_2 + ... + J_k$; ...

$J_1, J_2, ..., J_n$ là mô men quán tính của tiết diện của cáclá nhíp:

$$J_i = \frac{bh_i^3}{12} \tag{7}$$

Độ cứng của nhíp cũng có thể được xác định như sau:

nhíp đối xứng: $$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{i=1}^{n} a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1})} \tag{8}$$

nhíp không đối xứng: $$C = \frac{3E\alpha}{\frac{L_1}{L_0}\sum_{i=1}^{n} a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1}) + \frac{L_2}{L_0}\sum_{i=1}^{n} a'^3_{i+1} (Y_i - Y_{i+1})} \tag{9}$$

Cần lưu ý rằng một bộ nhíp có thể có m lá nhíp cái có chiều dài và độ dày bằng nhau, trong trường hợp này người ta coi m lá nhíp này như một lá, khi đó:

$$J_1 = \frac{mbh_i^3}{12} \tag{10}$$

Như vậy, khi tính toán theo phương pháp trên, lá nhíp nằm ngay dưới lá nhíp cái cuối cùng được coi là lá thứ hai.

c)-Tính bền các lá nhíp

Nhíp được coi là bắt với dầm cầu nên khi tính toán người ta lấy tâm cầu làm ranh giới chia nhíp thành hai phần. Mỗi phần được tính toán độc lập với các giả thiết sau:

- nhíp bị ngàm chặt tại vị trí bắt với dầm cầu, đầu còn lại chịu lực từ khung xe;
- bán kính cong của các lá nhíp bằng nhau;
- các lá nhíp chỉ tiếp xúc với nhau ở các đầu mút và lực chỉ truyền qua các đầu mút;
- biến dạng ở vị trí tiếp xúc giữa hai lá nhíp cạnh nhau thì bằng nhau.

Sơ đồ tính toán nhíp được thể hiện trên hình 10.11.

Bằng cách tính biến dạng tại các điểm tiếp xúc giữa các lá nhíp và cho chúng bằng nhau từng cặp người ta thu được một hệ (n-1) phương trình với (n-1) ẩn số:

$$A_2 P + B_2 X_2 + C_2 X_3 = 0$$

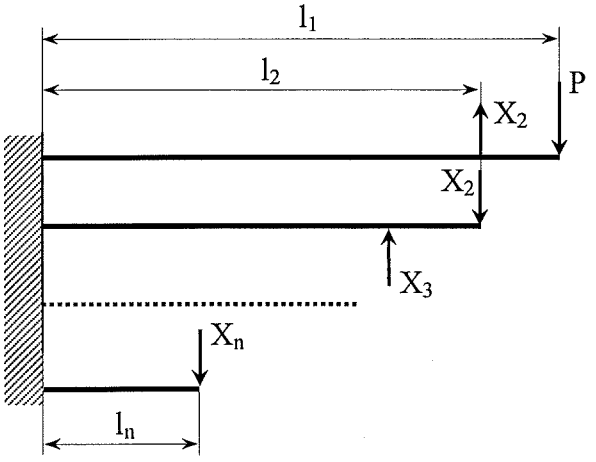
$$A_3 X_2 + B_3 X_3 + C_3 X_4 = 0 \tag{11}$$

...

$$A_{n-1} X_{n-2} + B_{n-1} X_{n-1} + C_{n-1} X_n = 0$$

$$A_n X_{n-1} + B_n X_n = 0$$

trong đó:

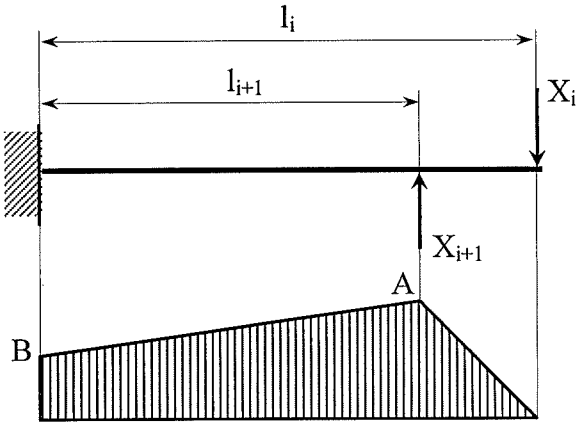


Hình 10.11- Sơ đồ tính toán các lá nhíp

$$A_i = \frac{J_i}{2J_{i-1}}\left(\frac{3l_{i-1}}{l_i} - 1\right);\quad B_i = -\left(1 + \frac{3J_i}{J_{i-1}}\right);\quad C_i = \frac{1}{2}\left(\frac{l_{i+1}}{l_i}\right)^3\left(\frac{3l_i}{l_{i+1}} - 1\right),$$

với J_i là mô men quán tính của tiết diện lá nhíp thứ i và l_i là chiều dài tính toán của lá nhíp thứ i được tính từ quang nhíp cho tới đầu mút của lá nhíp (xem hình 10.11). Ở đây, các lá nhíp cái cũng được tính chung là một lá với mô men quán tính J_1 được tính theo công thức (10).

Giải hệ phương trình (11) ta được các giá trị X_2, X_3, ..., X_n. Từ các giá trị lực tác dụng, người ta xây dựng các biểu đồ mô men uốn như thể hiện trên hình 10.12.



Hình 10.12- Biểu đồ mô men trên lá nhíp

Mô men uốn tại điểm A:

$$M_A = X_i(l_i - l_{i+1})$$

và tại điểm B:

$$M_B = X_i l_i - X_{i+1} l_{i+1}$$

Sau khi đã xác định được các mô men uốn, người ta tính ứng suất tại các tiết diện nguy hiểm nhất và so sánh với ứng suất cho phép. Với vật liệu là thép hợp kim với hàm lượng các bon cao (55 - 65) ứng suất cho phép có thể lấy: $[\sigma] = 600$ MN/m^2 ở chế độ tải tĩnh và $[\sigma] = 1000$ MN/m^2 ở chế độ tải động.

d)- Tính bền tai nhíp

Tai nhíp (hình 10.13) chịu lực kéo hoặc phanh, giá trị cực đại của các lực này được tính theo trọng lượng bám tại bánh xe:

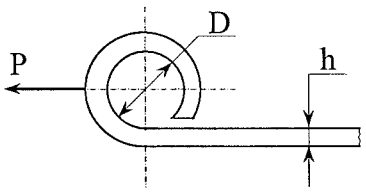
$$P_{k\max} = P_{p\max} = \varphi Z_{bx}$$

với φ là hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường.

Tai nhíp chịu ứng suất uốn và kéo (hoặc nén).

Ứng suất uốn được tính như sau:

$$\sigma_u = P_{k\max}\frac{D + h_c}{2}\frac{6}{bh_c^2} = 3P_{k\max}\frac{D + h_c}{bh_c^2}$$



Hình 10.13- Sơ đồ tính toán tai nhíp

Ứng suất kéo, nén:

$$\sigma_k = \frac{P_{k\max}}{bh_c}$$

Ứng suất tổng hợp:

$$\sigma = P_{k\max}\left(3\frac{D + h_c}{bh_c^2} + \frac{1}{bh_c}\right), \qquad (12)$$

với: $[\sigma] \le 350$ MPa.

Chốt nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập:

$$\sigma'_{cd} = \frac{Z'_t}{bD}; \quad \sigma''_{cd} = \frac{Z''_t}{bD} \qquad (13)$$

Trong các công thức trên:

D- đường kính trong tai nhíp; h_c- chiều dầy lá nhíp chính; b- chiều rộng lá nhíp.
Chốt nhíp được chế tạo từ thép 30 ÷ 40 có xử lý bề mặt với $[\sigma_{cd}] = 3 \div 4$ MPa hoặc thép hợp kim $[\sigma_{cd}] = 7{,}5 \div 9$ MPa.

e)- Tính toán nhíp phụ

Đối với một số loại ôtô tải, người ta thiết kế nhíp sau dưới dạng hai bộ nhíp (nhíp chính và nhíp phụ) để đảm bảo độ êm dịu ở mọi chế độ tải khác nhau. Chẳng hạn, khi ôtô chạy không tải chỉ có nhíp chính làm việc, nhưng khi chở đầy tải thì nhíp phụ sẽ tham gia chịu tải.

Khi thiết kế bộ nhíp có nhíp phụ cần đảm bảo một số nguyên tắc sau:

- Độ cứng tổng của nhíp chính và nhíp phụ phải đảm bảo tần số dao động trong phạm vi cho phép khi xe chở đầy tải:

$$C_t = G_t\left(\frac{n}{300}\right)^2$$

trong đó C_t tính bằng N/cm; G_t là trọng lượng phần được treo khi ôtô chở đầy tải (N); n là tần số dao động (lần/phút) khi ôtô chở đầy tải.

- Độ cứng của nhíp chính phải đảm bảo tần số dao động trong phạm vi cho phép khi xe chạy không tải:

$$C_0 = G_{t0}\left(\frac{n_0}{300}\right)^2$$

trong đó G_{t0} là trọng lượng phần được treo khi ôtô không tải (N); n_0 là tần số dao động (lần/phút) khi ôtô không tải.

Từ các điều kiện trên, độ cứng của nhíp phụ được tính như sau:

$$C_f = C_t - C_0$$

Khi ôtô chở đầy tải, trọng lượng tác dụng lên hệ thống treo sẽ được phân thành 2 phần: một phần do nhíp chính chịu ký hiệu là G_c, phần còn lại do nhíp phụ chịu gọi là G_f:

$$G_t = G_c + G_f$$

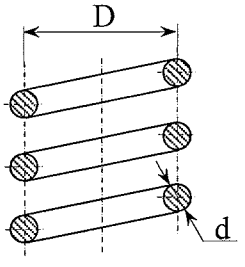
Việc phân bố các thành phần lực G_c và G_f do người thiết kế tự thực hiện trên cơ sở đảm bảo độ bền cho các lá nhíp.

A.4- Tính toán lò xo trụ.

Ở chế độ tải tĩnh, độ biến dạng của lò xo (độ võng tĩnh) được tính như sau:

$$f_t = \frac{8Z_t D^3 i}{Gd^4} \qquad (14)$$

Khi đó, lò xo chịu ứng suất:



Hình 10.14- Lò xo trụ

$$\tau_t = \frac{8Z_t D}{\pi d^3} \quad \text{hay:} \quad \tau_t = f_t \frac{Gd}{\pi D^2 i} \qquad (15)$$

trong đó:

Z_t- tải tĩnh tác dụng lên lò xo trụ; D- đường kính trung bình; d- đường kính dây lò xo (hình 10.14); i- số vòng làm việc lò xo; G- mô đun đàn hồi chống xoắn (8.10^4 MPa). Ở chế độ tải động ứng suất được tính tương tự như trên:

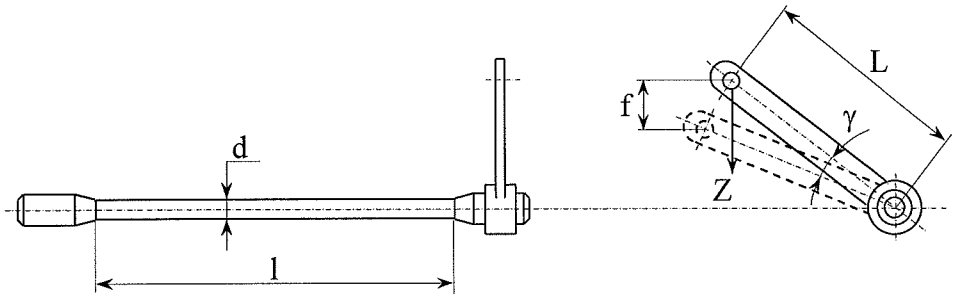
$$\tau_d = f_d \frac{Gd}{\pi D^2 i} \qquad (16)$$

Lò xo trụ được tính thiết kế theo trình tự sau:

- Tính độ võng tĩnh của hệ thống treo theo tần số dao động đã chọn;
- Tính biến dạng của lò xo f_t và f_d theo độ võng của hệ thống treo;
- Tính chọn các thông số của lò xo sao cho thoả mãn:

$$\tau_t \le [\tau_t] = 500 \text{ MPa};$$
$$\tau_d \le [\tau_d] = 800 \text{ MPa}.$$

A.5- Tính toán thanh xoắn.



Hình 10.15- Sơ đồ tính toán thanh xoắn

Sơ đồ tính toán thanh xoắn được thể hiện trên hình 10.15.

Từ sơ đồ ta có thể xác định độ võng tĩnh của thanh xoắn:

$$f_t \approx \gamma L$$

trong đó γ là góc xoắn thanh khi chịu tải tĩnh:

$$\gamma = \frac{32 Z_t L l}{\pi d^4 G} \qquad (17)$$

với $Z_t = Z_{bx}$- g_{bx} là tải tĩnh tác dụng lên thanh xoắn.

Vậy ta có:

$$f_t = \frac{32 Z_t L^2 l}{\pi d^4 G} \qquad (18)$$

Các kích thước cơ bản của thanh xoắn là d, l và L được lựa chọn sao cho ứng suất trong thanh xoắn thoả mãn điều kiện bền:

$$\tau_t = \frac{16 Z_t L}{\pi d^3} \qquad (19)$$

Giá trị ứng suất tĩnh cho phép: $[\tau_t] = 500$ MPa;

Quá trình thiết kế tính toán thanh xoắn nên thực hiện theo trình tự sau:

- Tính độ võng f_t thanh xoắn theo tần số dao động đã chọn ;
- Theo kết cấu cụ thể, chọn L, d sao cho thoả mãn điều kiện bền (19);
- Theo f_t tính l từ công thức (18):

$$l = f_t \frac{\pi d^4 G}{32 Z_t L^2} \qquad (20)$$

- Kiểm tra ứng suất động:

$$\tau_d = \frac{16 Z_d L}{\pi d^3} \quad \leq \quad [\tau_d] = 800 \text{ MPa.}$$

B- Bộ phận giảm chấn

B.1- Hệ số cản giảm chấn.

Hệ thống treo dập tắt dao động bằng cách sinh ra lực cản dao động Q_c. Lực cản này được sinh ra chủ yếu ở giảm chấn, phần còn lại là do ma sát trong hệ thống. Đặc biệt, nếu phần tử đàn hồi trong hệ thống treo là nhíp thì một phần lực cản sẽ do ma sát giữa các lá nhíp đảm nhận.

Lực cản dao động trong hệ thống treo được coi là phụ thuộc vào vận tốc dao động của vỏ ôtô so với bánh xe V và tuân theo quy luật sau:

$$Q_c = kV^m \qquad (21)$$

trong đó:

k- hệ số đặc trưng cho sức cản dao động của hệ thống treo, chủ yếu phụ thuộc vào hệ số cản của giảm chấn;

m = 2 đối với vùng tốc độ thường có của giảm chấn ôtô (trong khi tính toán thường chấp nhận m = 1).

Khi giảm chấn được lắp đặt trên một ôtô cụ thể thì khả năng dập tắt dao động của nó được đặc trưng bởi hệ số tắt chấn tương đối (xem lý thuyết ôtô):

$$\psi = \frac{k}{2\sqrt{CM}} \qquad (22)$$

Trong công thức trên:

C- độ cứng của hệ thống treo:

$$C = \frac{G_t}{f_t},$$

với G_t là trọng lượng tĩnh trên 1 bánh xe, f_t là độ võng tĩnh của hệ thống treo;

M- khối lượng tĩnh trên 1 bánh xe:

$$M = \frac{G_t}{g}$$

Đối với các ôtô hiện nay $\psi = 0{,}15 \div 0{,}3$ (ψ càng lớn thì hệ thống treo càng cứng).

Như vậy, hệ số tắt chấn k được tính:

$$k = \frac{2\psi G_t}{31{,}3\sqrt{f_t}} \quad \text{Ns/cm.} \qquad (23)$$

Với công thức trên người ta có thể tính được hệ số k theo các thông số đã biết G_t và f_t.

Hệ số cản của giảm chấn k_g được tính từ hệ số k tuỳ theo cách bố trí giảm chấn trong hệ thống treo. Chẳng hạn ở hệ thống treo độ lập hai đòn hình thang với giảm chấn được đặt lồng trong lò xo như thể hiện trên hình 10.16- a, ta có thể tính k_g như sau.

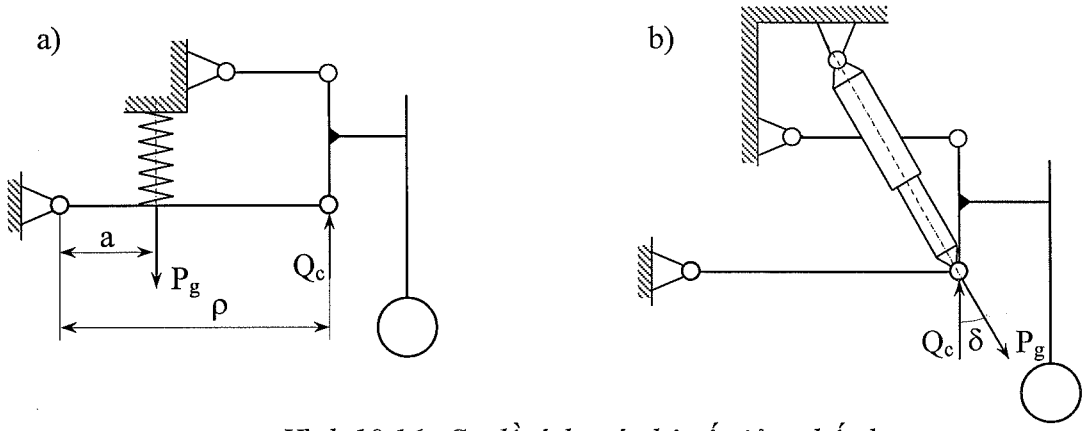
Từ sơ đồ ta có:

$$P_g a = Q_c \rho \quad \text{hay} \quad P_g = Q_c \frac{\rho}{a}$$

Kết hợp với biểu thức 21 công thức tính lực cản giảm chấn có dạng:

$$P_g = k \frac{\rho}{a} V^m$$

Mặt khác, do $V = \frac{\rho}{a} V_g$, nên: $P_g = k\left(\frac{\rho}{a}\right)^{m+1} V_g^m$



Hình 10.16 - Sơ đồ tính toán hệ số giảm chấn k_g

Biểu thức trên có thể viết gọn lại:

$$P_g = k_g V_g^m$$

với: $k_g = k\left(\frac{\rho}{a}\right)^{m+1}$ chính là hệ số cản của giảm chấn.

Tương tự như trên, nếu giảm chấn được đặt nghiêng một góc δ như thể hiện trên hình 10.16- b, ta có:

$$P_g = \frac{Q_c}{\cos\delta} \quad \text{hay} \quad P_g = \frac{k}{(\cos\delta)^{m+1}} V_g^m$$

Như vậy, trong trường hợp này ta có:

$$k_g = \frac{k}{(\cos\delta)^{m+1}}$$

Vậy, trong trường hợp tổng quát lực cản của giảm chấn có thể được viết dưới dạng sau:

$$P_g = k_g V_g^m \qquad (24).$$

B.2- Lực cản giảm chấn.

Các loại giảm chấn sử dụng trên ôtô hiện nay thường là không đối xứng, đặc tính giảm chấn có dạng như thể hiện trên hình 10.17 Ta có thể thấy rằng ở hành trình trả lực cản lớn hơn ở hành trình nén. Với loại giảm chấn này, khi đi qua đường gồ ghề,

chấn động từ mặt đường truyền lên xe nhỏ ở hành trình nén là nhỏ và nhờ đó tạo được độ êm dịu. Năng lượng dao động bị tiêu hao chủ yếu ở hành trình trả vì lúc này lực cản của giảm chấn lớn hơn nhiều.

Do đặc tính của giảm chấn không đối xứng nên lực cản của giảm chấn ở các hành trình nén và trả khác nhau:

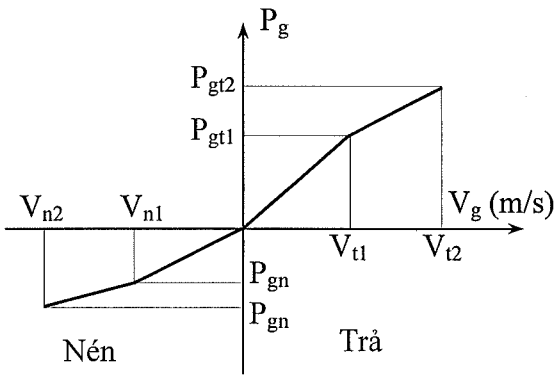
- hành trình nén: $P_{gn} = k_{gn} V_g^m$
- hành trình trả: $P_{gt} = k_{gt} V_g^m$

Vì vậy, trong quá trình tính toán hệ số cản của giảm chấn được tính bằng giá trị trung bình:

$$k_g = \frac{k_{gn} + k_{gt}}{2} \qquad (25).$$

Khi thiết kế giảm chấn nên chọn:

$$\frac{k_{gt}}{k_{gn}} = 2{,}5 \div 3{,}0$$



Hình 10.17- Đặc tính giảm chấn

Đặc tính của giảm chấn gồm 2 giai đoạn:

- Giai đoạn làm việc bình thường với vận tốc nhỏ hơn V_{n1} và V_{t1}($V_{n1} = V_{t1} \approx 0{,}3$ m/s) gọi là hành trình nén nhẹ và trả nhẹ. Trong giai đoạn này các hệ số cản giảm chấn là: k_{gn} và k_{gt}. Lực cản tối đa ở các hành trình được tính như sau:
  - hành trình nén: $P_{gn1} = k_{gn} V_{n1}$;
  - hành trình trả: $P_{gt1} = k_{gt} V_{t1}$.
- Giai đoạn làm việc ở chế độ giảm tải với vận tốc lớn hơn V_{n1} và V_{t1}, lúc này các van giảm tải đã mở và hệ số cản của giảm chấn giảm xuống: k'_{gn} và k'_{gt}. Khi tính toán có thể lấy:

$$k'_{gn} = 0{,}6 k_{gn};$$
$$k'_{gt} = 0{,}6 k_{gt}.$$

Vận tốc làm việc tối đa của giảm chấn thường không vượt quá 0,6 m/s. Lực cản tối đa ở các hành trình được tính:

- hành trình nén: $P_{gn2} = P_{gn1} + k'_{gn}(V_{n2} - V_{n1})$;
- hành trình trả: $P_{gt2} = P_{gt1} + k'_{gt}(V_{t2} - V_{t1})$.

B.3- Xác định kích thước các lỗ van giảm chấn.

Các van của giảm chấn bao gồm van nén, van nén mạnh, van trả và van trả mạnh. Nhiệm vụ của các van là tiết lưu dòng chảy để tạo lực cản dập tắt dao động, nên kích thước của chúng được tính dựa trên phương trình lưu lượng đi qua tiết lưu:

$$Q = \mu S_\Sigma \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \qquad (26).$$

Các thông số trong công thức trên được xác định như sau:

Q là lưu lượng chất lỏng lưu thông trong giảm chấn: $Q = S_p V_g$

với S_p là diện tích của pít tông giảm chấn và V_g là vận tốc chuyển động của nó.

μ là hệ thông qua của tiết lưu, trong khi tính toán có thể lấy: $\mu = 0,6 - 0,7$.

S_Σ là tổng diện tích của các van tiết lưu:

$$S_\Sigma = n\frac{\pi d^2}{4} \qquad (27)$$

trong đó: n là số lỗ van (chọn); d là đường kính lỗ van.

Δp là độ chênh áp trước và sau lỗ van, được tính theo lực cản của giảm chấn ở hành trình tương ứng và và diện tích hữu ích của pít tông:

$$\Delta p = \frac{P_g}{S_p}$$

Như vậy, tổng diện tích của các lỗ van được tính:

$$S_\Sigma = \frac{S_p V_g}{\mu\sqrt{\frac{2P_g}{\rho S_p}}}$$

Đường kính của các lỗ van được xác định theo (27):

$$d = 2\sqrt{\frac{S_\Sigma}{\pi n}} \qquad (28).$$

Cần lưu ý rằng khi tính toán kích thước của lỗ van nào thì cần thay các thông số tương ứng vào các công thức trên. Cụ thể:

- khi tính lỗ van nén: $V_g = V_{n1}$; $P_g = P_{gn1} = k_{gn} V_{n1}$;
- khi tính lỗ van trả: $V_g = V_{t1}$; $P_g = P_{gt1} = k_{gt} V_{t1}$;
- khi tính lỗ van nén mạnh : $V_g = V_{n2}$; $P_g = P_{gn2}$;
- khi tính lỗ van trả mạnh: $V_g = V_{t2}$; $P_g = P_{gt2}$.

Giá trị vận tốc và lực tại các điểm tính trên đây đã được trình bày trong phần đặc tính của giảm chấn.

B.4- Công và công suất tiêu thụ.

Giảm chấn dập tắt dao động bằng cách hấp thụ năng lượng dao động và chuyển hoá năng lượng này thành nhiệt. Công suất tiêu thụ bởi giảm chấn có thể được xác định như sau:

$$N_{tt} = \frac{P_{gn} + P_{gt}}{2} V_g \quad \text{hay:} \quad N_{tt} = \frac{k_{gn} + k_{gt}}{2} V_g^{m+1} \qquad (26)$$

Vận tốc tính toán thường chọn trong khoảng 20 ÷ 30 cm/s.

Công tiêu thụ trong thời gian t giây:

$$L = \frac{N_{tt}}{100} t \qquad (27)$$

Năng lượng mà giảm chấn đã hấp thụ được chuyển thành nhiệt và toả ra môi trường xung quanh. Phương trình cân bằng nhiệt có dạng:

$$\frac{L}{427} = \alpha F(T_{g\max} - T_m)t \qquad (28)$$

Trong công thức trên:

T_{gmax}- là nhiệt độ lớn nhất cho phép ở vỏ giảm chấn sau 1 giờ làm việc;

T_m- nhiệt độ môi trường xunh quanh;

F- diện tích mặt ngoài của giảm chấn:

$F = \pi D\left(\frac{D}{2} + l\right)$, với D là đường kính vỏ giảm chấn và l là chiều dài của nó;

α- hệ số truyền nhiệt, được tính theo công thức kinh nghiệm:

$\alpha = \frac{4V_k^{0,7}}{D^{0,3}}$, với V_k là vận tốc dòng khí đi qua giảm chấn (m/s), phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ ôtô. Để đơn giản, trong khi tính toán có thể chọn:

$\alpha = 0{,}120 \div 0{,}168$ J/m^{2}h°K.

Như vậy, với các công thức trên, ta có thể tính toán kiểm tra chế độ nhiệt của giảm chấn sau 1 giờ làm việc:

$$T_{g\max} = \frac{L}{427\alpha Ft} + T_m \quad \leq \quad [T_{g\max}] \qquad (29).$$

với $[T_{g\max}] = 393 \div 403°K$.

CHƯƠNG 11
HỆ THỐNG PHANH

1- Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1- Công dụng

Hệ thống phanh có nhiệm vụ giảm tốc độ chuyển động, dừng hẳn ôtô, hoặc giữ ôtô đứng yên trên một độ dốc nhất định.

1.2- Phân loại

Theo mục đích sử dụng, hệ thống phanh trên ôtô được phân thành: phanh chính, phanh dừng và phanh dự phòng.

Theo các bộ phận cơ bản của hệ thống phanh người ta phân loại như sau:

- Theo cơ cấu phanh: phanh guốc, phanh đĩa, phanh dải.
- Theo dẫn động phanh: dẫn động khí nén, dẫn động thuỷ lực, dẫn động thuỷ - khí, dẫn động cơ khí, dẫn động điện.

1.3- Các yêu cầu đối với hệ thống phanh

Hệ thống phanh cần đảm bảo các yêu cầu sau:

- có hiệu quả phanh cao nhất;
- phanh êm dịu và đảm bảo ổn định của ôtô khi phanh;
- dẫn động phanh phải có độ nhạy cao;
- điều khiển nhẹ nhàng (lực tác động nhỏ);
- phân bố mô men phanh hợp lý để tận dụng tối đa trọng lượng bám tại các bánh xe và không xảy ra hiện tượng trượt lết khi phanh;
- không có hiện tượng tự xiết;
- cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt;
- hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh cao và ổn định trong điều kiện sử dụng;
- lực phanh trên các bánh xe tỷ lệ thuận với lực điều khiển trên bàn đạp;
- có khả năng giữ ôtô đứng trên dốc trong thời gian dài.

2- Kết cấu hệ thống phanh

2.1- Các hệ thống phanh trên ôtô

Trên ôtô thường có các hệ thống phanh sau: phanh chính, phanh dừng và phanh dự phòng.

Phanh chính phải là một hệ thống hoàn chỉnh, độc lập với các hệ thống phanh khác. Nó có nhiệm vụ giảm tốc độ hoặc dừng hẳn ôtô đang chuyển động khi cần thiết. Hệ thống phanh này được điều khiển bằng chân và thường được dẫn động bằng khí nén hoặc thuỷ lực.

Phanh dừng có nhiệm vụ giữ cho ôtô ở trạng thái dừng trong thời gian dài, nó phải có khả năng giữ cho ôtô đỗ được trên độ dốc nhất định (tuỳ theo tiêu chuẩn quy định). Phanh dừng thường được dẫn động bằng cơ khí, điều khiển bằng tay.

Phanh dự phòng có nhiệm vụ thay thế tạm thời cho phanh chính khi hệ thống phanh này bị sự cố trên đường. Phanh dự phòng và phanh dừng có thể sử dụng chung một hệ thống.

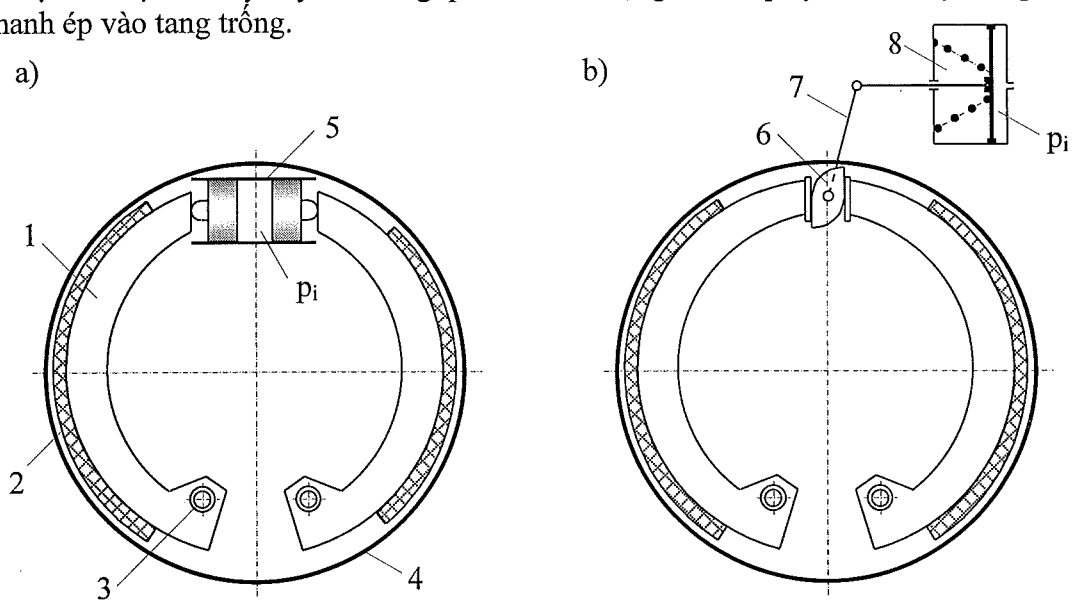
Ngoài ra trên một số loại ôtô thường có bố trí hệ thống phanh bổ trợ, có tác dụng giảm tốc độ ôtô ở các dốc dài mà không phải sử dụng tới phanh chính hoặc các phanh khác. Hệ thống phanh này có thể là phanh thuỷ lực, bố trí ở trục thứ cấp của hộp số hoặc phanh bằng động cơ với một van điều khiển đặt trên đường xả khí của động cơ.

2.2- Cơ cấu phanh

Cơ cấu phanh trên ôtô chủ yếu có 2 dạng: phanh guốc và phanh đĩa. Phanh guốc sử dụng chủ yếu trên các ôtô có tải trọng lớn: ôtô tải, ôtô chở khách và một số loại ôtô con. Phanh đĩa được sử dụng trên nhiều loại ôtô con, trong đó chủ yếu là ở các cơ cấu phanh trước.

2.2.1- Cơ cấu phanh guốc

Cấu tạo của cơ cấu phanh guốc được thể hiện trên các sơ đồ hình 11.1, gồm có trống phanh 4 quay cùng với bánh xe, các guốc phanh 1 lắp với phần không quay (mâm phanh), trên guốc phanh có gắn các má phanh 2. Một đầu của guốc phanh quay được quanh chốt tựa 3, đầu còn lại tỳ vào pít tông của xi lanh công tác 5 (dẫn động thuỷ lực) hoặc cam ép 6 (dẫn động khí nén). Trong trường hợp dẫn động bằng thuỷ lực, khi phanh áp suất chất lỏng p_i trong xi lanh 5 tác dụng lên các pít tông và đẩy các guốc phanh ép vào tang trống thực hiện quá trình phanh. Đối với dẫn động khí nén, áp suất khí tạo nên lực trên ty đẩy và thông qua đòn dẫn động 7 làm quay cam 6 đẩy các guốc phanh ép vào tang trống.



Hình 11.1 - Cơ cấu phanh guốc:
a)- dẫn động thuỷ lực; b)- dẫn động khí nén.
1- Guốc phanh; 2- má phanh; 3- chốt; 4- tang trống; 5- xi lanh công tác; 6- cam; 7- đòn dẫn động cam; 8- bầu phanh.

Trên thực tế, cấu tạo của cơ cấu phanh có thể khác nhau ở cách bố trí các guốc phanh, chẳng hạn đối với dẫn động thuỷ lực các guốc phanh có thể được điều khiển bằng một xi lanh độc lập và đặt đối xứng nhau qua tâm của cơ cấu phanh, các guốc phanh có thể được bố trí như trên hình 11.1- a, nhưng không có tâm quay cố định mà đầu dưới của chúng được nối với nhau bởi một thanh liên động, ...

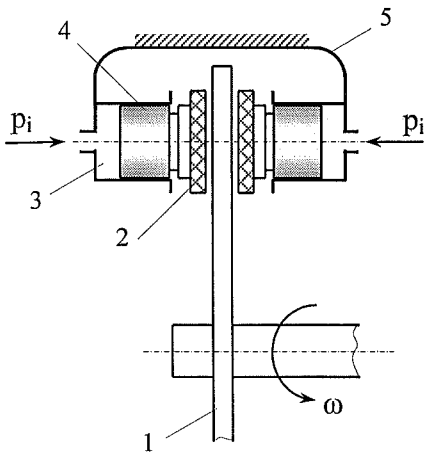
Khe hở giữa các guốc phanh và trống phanh cần được điều chỉnh thường xuyên trong quá trình sử dụng. Các dạng cơ cấu điều chỉnh sử dụng hiện nay rất phong phú, trong đó có các phương pháp điều chỉnh tự động.

2.2.1- Cơ cấu phanh đĩa

Phanh đĩa có sơ đồ nguyên lý cấu tạo được thể hiện trên hình 11.2 : phần quay của cơ cấu phanh được nối với đĩa 1, toàn bộ cụm phanh được bố trí trên giá đỡ 5 gồm có các má phanh 2 và xi lanh công tác 3. Khi phanh, áp suất chất lỏng p_i tác động lên các pít tông 4 trong các xi lanh công tác và đẩy các má phanh ép vào đĩa 1 thực hiện quá trình phanh.

Phanh đĩa thường có cơ cấu tự động điều chỉnh khe hở giữa má phanh và đĩa phanh.

Phanh đĩa được sử dụng chủ yếu trên các loại ôtô nhỏ và được dẫn động bằng thuỷ lực.

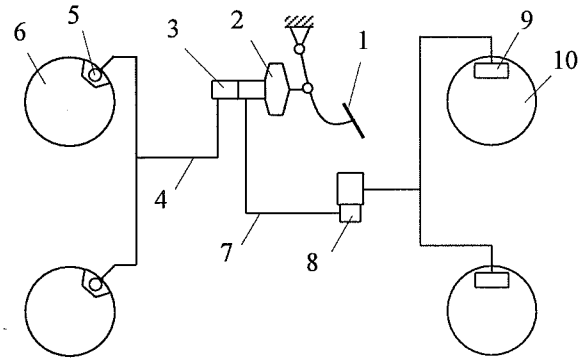


Hình 11.2- Cơ cấu phanh đĩa

2.3- Dẫn động phanh

2.3.1- Dẫn động thuỷ lực

Sơ đồ nguyên lý của một hệ thống dẫn động phanh bằng thuỷ lực điển hình sử dụng trên ôtô được thể hiện trên hình 11.3. Hiện nay, do yêu cầu về an toàn chuyển động ngày càng cao dẫn động phanh chính của ôtô thường có 2 dòng độc lập, nếu một trong 2 dòng có sự cố thì dòng còn lại phải đảm bảo được hiệu quả phanh nhất định.



Hình 11.3-Sơ đồ hệ thống dẫn động phanh bằng thuỷ lực

Một trong những giải pháp tạo 2 dòng dẫn động độc lập là sử dụng xi lanh chính có 2 khoang công tác riêng biệt như thể hiện trên hình 11.3 : dòng thứ nhất bắt đầu từ khoang sau của xi lanh chính 3 theo đường ống 4 tới các xi lanh công tác 5 để điều khiển các cơ cấu phanh đĩa của các bánh xe cầu trước 6; dòng thứ hai đi từ khoang trước của xi lanh chính theo đường ống 7 qua bộ điều hoà lực phanh 8 tới các xi lanh công tác 9 điều khiển các cơ cấu phanh guốc của các bánh xe cầu sau.

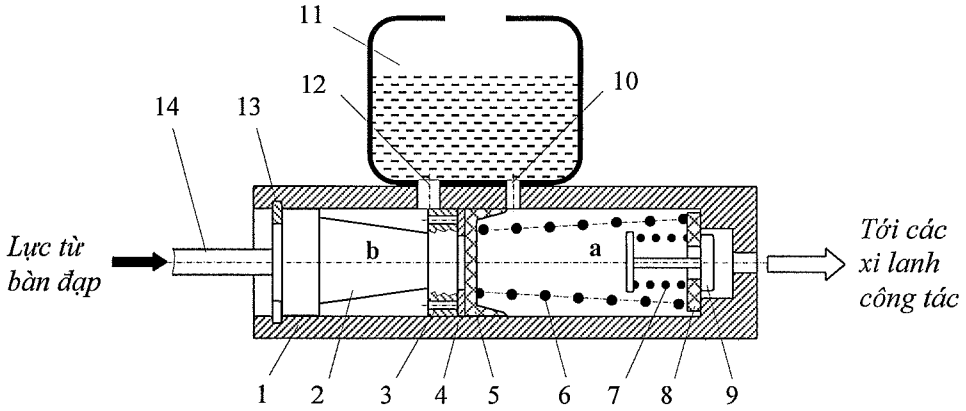
Dẫn động phanh hoạt động theo nguyên lý thuỷ tĩnh: xi lanh chính tiếp nhận và biến đổi lực điều khiển của người lái thành áp suất chất lỏng truyền tới các xi lanh công tác tại các bánh xe. Với nguyên lý hoạt động như vậy, toàn bộ năng lượng dùng để phanh ôtô đều do người lái sinh ra, nên nếu yêu cầu về lực phanh lớn thì người lái sẽ không đáp ứng được hoặc chóng mệt mỏi. Vì vậy, dẫn động thuỷ lực chỉ sử dụng trên các ôtô con và ôtô tải loại nhỏ. Để giảm nhẹ lực tác động của người lái, trong hệ thống dẫn động thường có bố trí bộ phận trợ lực bằng chân không 2.

Ngoài ra, trong hệ thống còn có bộ điều hoà lực phanh nằm trên dòng dẫn động cầu sau. Bộ điều hoà có nhiệm vụ điều chỉnh áp suất chất lỏng trong dòng dẫn động phanh

cầu sau sao cho lực phanh ở đây không vượt quá lực bám để tránh cho các bánh xe khỏi bị trượt lết trong mọi điều kiện phanh.

Trên đây chỉ là một ví dụ điển hình, trong thực tế, dẫn động phanh thuỷ lực có kết cấu và cách bố trí các phần tử rất đa dạng. Cách chia dòng dẫn phanh cũng khác nhau tuỳ theo ôtô cụ thể.

Phần tử cơ bản trong dẫn động phanh bằng thuỷ lực là xi lanh chính. Trên hình 11.4 thể hiện sơ đồ nguyên lý làm việc của xi lanh chính.



Hình 11.4- Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của xi lanh chính

Các bộ phận cơ bản của xi lanh chính gồm có bầu chứa dầu10, vỏ xi lanh 1, pít tông 2 và van một chiều 8. Pít tông chia xi lanh thành 2 khoang, khoang bên phải (a) thông với bình chứa dầu qua lỗ bù dầu 10, còn khoang bên trái (b) nối với bình qua lỗ 12.

Khi phanh, lực tác động của người lái từ bàn đạp được truyền qua các đòn dẫn động tới ty đẩy 14 làm pít tông 2 dịch chuyển. Khi mép của phớt làm kín 5 bịt lỗ bù dầu 10 thì áp suất trong khoang a bắt đầu tăng, lò xo 7 bị nén lại, van 9 mở ra và chất lỏng được dồn vào đường ống dẫn tới các xi lanh công tác tại các bánh xe để thực hiện quá trình phanh.

Khi nhả phanh, pít tông 2 lùi trở về vị trí ban đầu, áp suất cao trong hệ thống tạo nên lực nén lò xo 6 lại để chất lỏng hồi về xi lanh chính qua van một chiều 8. Lò xo 6 được thiết kế sao cho khi áp suất trong hệ thống còn khoảng 0,1 MPa thì van một chiều đóng lại, tạo nên áp suất dư. Áp suất này có tác dụng ép chặt mép các phớt làm kín vào thành xi lanh để chống rò rỉ chất lỏng, đồng thời nó đảm bảo cho không khí không lọt vào trong hệ thống.

Khi nhả phanh đột ngột, lò xo 6 đẩy pít tông 2 về vị trí ban đầu trong một thời gian rất ngắn nên chất lỏng công tác trong hệ thống không kịp hồi về để điền đầy khoang a theo sự dịch chuyển của pít tông. Vì vậy, trong khoang a xuất hiện độ chân không tạo nên sự chênh áp giữa 2 khoang a và b. Do có sự chênh áp này, chất lỏng từ bình đi qua lỗ 12 vào khoang b và từ đây đi qua các lỗ nhỏ 3 trên pít tông, mở van lá 4, uốn cong mép của phớt làm kín 5 rồi đi sang khoang a, bù cho lượng chất lỏng còn thiếu tại đây. Sau đó, khi chất lỏng tiếp tục hồi về từ trong hệ thống, lượng chất lỏng thừa trong khoang a sẽ đi qua lỗ bù dầu 10 để trở về bình chứa. Như vậy, bằng cách cấp chất lỏng từ khoang b sang khoang a người ta có thể tránh được hiện tượng hút không khí vào trong khoang a của xi lanh chính khi nhả phanh đột ngột.

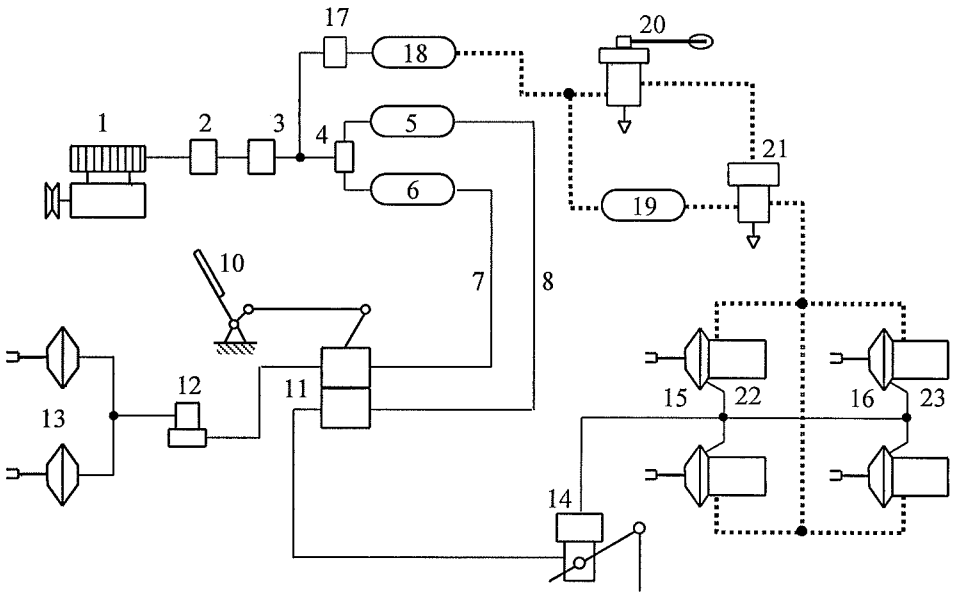
Hơn nữa, nhờ có lượng chất lỏng bù tức thời vào khoang a khi nhả phanh đột ngột, người ta có thể dồn được nhiều dầu hơn vào trong hệ thống bằng cách đạp phanh 2 lần

liên tục. Điều này là cần thiết khi trong hệ thống có không khí, hoặc khi khe hở giữa má phanh và trống phanh quá lớn.

2.3.2- Dẫn động khí nén

Trên hình 11.5 thể hiện sơ đồ nguyên lý của hệ thống dẫn động phanh bằng khí nén của ôtô tải có 3 cầu. Hệ thống gồm có nguồn cung cấp khí nén, dẫn động phanh chính với 2 dòng độc lập và dẫn động phanh dừng và phanh dự phòng.

Khí nén được cung cấp bởi máy nén khí 1, đi qua van an điều áp 2, qua bộ lọc tách nước 3, van an toàn kép 4 tới các bình chứa khí 5 và 6. Van an toàn kép 4 đảm bảo cho hai bình chứa khí hoạt động hoàn toàn độc lập với nhau tạo thành 2 nguồn cung cấp khí độc lập cho 2 dòng dẫn động phanh. Van bảo vệ 17 có nhiệm vụ ngắt bình chứa kính 17 không cho thông với hệ thống nếu có sự cố lọt khí trên đường dẫn động phanh dừng và phanh dự phòng.



Hình 11.5- Sơ đồ hệ thống dẫn động phanh khí nén

Dẫn động phanh chính gồm có 2 dòng độc lập với nhau. Dòng dẫn động phanh cầu trước bắt đầu từ bình khí 6 đi qua ống dẫn 7, qua khoang trên của tổng van 11, qua van hạn chế áp suất 12 tới các bầu phanh 13. Dòng dẫn động phanh cầu sau đi từ bình khí 5 qua ống dẫn 8, qua khoang dưới của tổng van 11, qua bộ điều hoà lực phanh 14 tới các bầu phanh 15, 16 của cụm cầu sau.

Chức năng phanh dừng và phanh dự phòng được thực hiện bởi một hệ thống chung, gồm có các bình chứa khí 18, 19, van điều khiển 20, van gia tốc 21 và các bầu tích năng dạng lò xo 22, 23 bố trí tại các cầu sau của ôtô.

Máy nén khí sử dụng trong các hệ thống dẫn động phanh trên các ôtô tải thường là máy nén dạng pít tông có 2 xi lanh. Máy nén được thiết kế với năng suất sao cho có thể nạp nhanh tất cả các bình khí trên ôtô sau khi khởi động động cơ. Trong khi ôtô hoạt động, nếu hệ thống đã được cung cấp đủ khí nén thì máy nén tạm thời ngừng cung cấp khí và chuyển sang làm việc ở chế độ không tải nhờ một van điều khiển tự động.

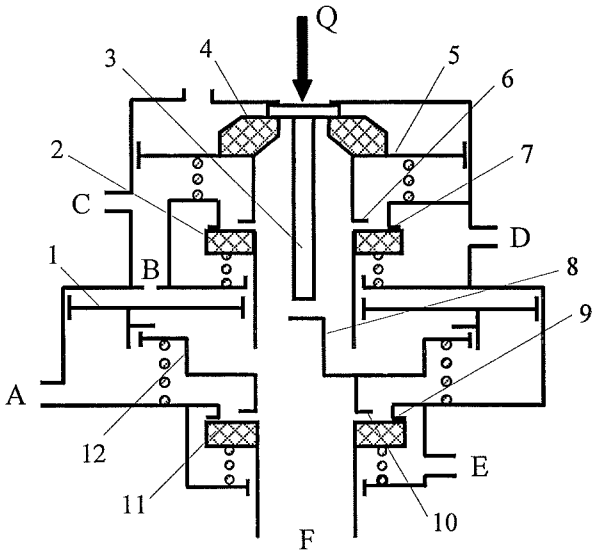
Van điều áp 2 đồng thời là van an toàn có nhiệm vụ điều chỉnh áp suất làm việc trong hệ thống trong phạm vi giới hạn nhất định.

Bộ tách nước 3 có tác dụng tách hơi nước lẫn trong không khí và ngưng tụ lại thành nước rồi xả ra ngoài, tránh không cho hơi nước lọt vào các bộ phận của hệ thống phanh và làm gỉ chúng.

Tổng van trong dẫn động phanh khí có nhiệm vụ điều khiển quá trình cấp khí nén từ các bình khí tới các bầu phanh tại các bánh xe. Yêu cầu cơ bản đối với tổng van khí là tính chép hình, nghĩa là áp suất phanh tại các bánh xe phải tỷ lệ với lực tác dụng trên bàn đạp, đồng thời ứng với mỗi vị trí của bàn đạp điều khiển áp suất phanh phải có một giá trị xác định tương ứng.

Để đáp ứng những yêu cầu nêu trên, kết cấu của tổng van tương đối phức tạp. Hơn nữa, để có được 2 dòng dẫn động độc lập cho phanh chính thì tổng van phải có 2 khoang độc lập. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo của tổng van 2 khoang điển hình được thể hiện trên hình 11.6.

Mỗi khoang của tổng van điều khiển một dòng dẫn động cầu trước hoặc cầu sau. Khoang trên có cửa vào là D được nối với bình chứa khí, cửa ra là C được nối tới các bầu phanh tại các bánh xe. Tương tự như vậy, khoang dưới có cửa vào là E và cửa ra là A. Ngoài ra còn có một cửa thông khí trời F chung cho cả 2 khoang. Mỗi khoang có một van điều khiển: van 2 ở khoang trên có nhiệm vụ đóng mở các van nạp 7 và van xả 6, còn van 11 của khoang dưới điều khiển các van nạp 9 và van xả 10.



Hình 11.6- Tổng van 2 khoang

Ở trạng thái không phanh như thể hiện trên hình vẽ, các bầu phanh tại các bánh xe được nối thông với khí trời do các van xả 6 và 10 đang mở.

Khi phanh, lực Q truyền từ bàn đạp tới tác dụng lên pít tông 5 thông qua phần tử đàn hồi 4 làm pít tông dịch chuyển đi xuống. Đầu tiên, van xả 6 đóng lại không cho cửa C thông với khí trời nữa, sau đó khi pít tông tiếp tục dịch chuyển đi xuống thì van nạp 7 mở ra và khí nén chờ sẵn ở cửa D đi qua van nạp, qua khoan dưới pít tông 5 tới cửa C rồi từ đó tới các bầu phanh bánh xe để thực hiện quá trình phanh. Đồng thời, khí nén từ khoang trên đi qua lỗ nhỏ B xuống khoang trên pít tông 1 đẩy pít tông này cùng với pít tông con 12 đi xuống. Nhờ đó van xả 10 đóng lại, rồi van nạp 9 mở ra cho khí nén đi từ cửa E sang cửa A để đi tới các bầu phanh tại các bánh xe.

Như vậy, trong trường hợp phanh bình thường như mô tả trên đây, khoang trên được điều khiển trực tiếp bằng dẫn động cơ khí, còn khoang dưới được điều khiển bằng khí nén lấy từ khoang trên. Nếu khoang trên bị mất khí, không hoạt động nữa thì khi phanh, ty đẩy 3 đi xuống tác động lên con đội 8 và đẩy pít tông nhỏ 12 của khoang dưới đi xuống thực hiện quá trình phanh trên một cầu còn lại.

Trong trường hợp lái xe đạp phanh đột ngột thì khoang dưới cũng được điều khiển bằng ty đẩy 3 vì khí nén không kịp cấp qua lỗ B để điều khiển pít tông lớn 1.

Tính chép hình của tổng van được thể hiện như sau. Ứng với một lực tác động Q nào đó, sau khi van nạp 7 của khoang trên mở, khí nén đi vào bên dưới pít tông 5 và sau

đó đi qua cửa C tới các bầu phanh tại các bánh xe. Áp suất khí trong khoang dưới pít tông 5 tăng dần lên cho tới khi áp lực của khí nén cùng với lực lò xo thắng được lực điều khiển Q, nén phần tử đàn hồi 4 lại và đẩy pít tông đi lên cho tới khi van nạp đóng lại. Lúc này cả van nạp và van xả đều đóng, áp suất khí nén dẫn tới các bầu phanh không tăng nữa và pít tông 5 ở trạng thái cân bằng. Quá trình tương tự cũng xảy ra đối với khoang dưới.

Như vậy, ứng với một lực Q nhất định (tương ứng với một lực trên bàn đạp) áp suất trong dẫn động phanh chỉ có một giá trị tương ứng. Nhờ vậy mà người lái có thể điều khiển được cường độ phanh theo ý muốn.

3- Thiết kế tính toán cơ cấu phanh

3.1- Xác định mô men phanh cần thiết tại các bánh xe

Lực phanh tại bánh xe đạt được giá trị lớn nhất khi bánh xe bắt đầu trượt lết, trong quá trình trượt mô men phanh không tăng được nữa mà thậm chí còn có xu hướng giảm. Vì vậy, người ta thường tính toán mô men phanh cần thiết tại các bánh xe sao cho tận dụng được tối đa khả năng bám của bánh xe. Với lập luận như vậy, tổng lực phanh tại tất cả các bánh xe của ôtô được tính như sau:

$$P_{p\max} = P_\varphi$$

trong đó $P_\varphi = \varphi G$ là lực bám giữa bánh xe và đường, với φ là hệ số bám, G là trọng lượng toàn bộ của ôtô. Như vậy, mô men phanh cực đại được tính như sau:

$$M_{p\max} = \varphi G r_{bx} \qquad (1)$$

trong đó r_{bx} là bán kính bánh xe.

Để xác định mô men phanh cần có tại các bánh xe, người ta xác định mô men cần có tại từng cầu M_{pi} và coi mỗi bên bánh xe phải chịu một nửa mô men này. Theo công thức 1 ta có:

Mô men phanh cần có trên cầu trước: $M_{p1} = \varphi G_1^p r_{bx}$

và mô men phanh trên cầu sau: $M_{p2} = \varphi G_2^p r_{bx}$

trong đó G_1^p, G_2^p là trọng lượng phân bố lên các cầu trước và sau khi phanh.

Trong quá trình phanh xuất hiện lực quán tính hướng về phía trước nên trọng lượng tác dụng lên cầu trước tăng lên so với trọng lượng tĩnh, ngược lại trọng lượng phân bố lên cầu sau lúc này lại nhỏ hơn trọng lượng tĩnh, nghĩa là:

$$G_1^p > G_1 \text{ và } G_2^p < G_2$$

với G_1 và G_2 là trọng lượng tĩnh trên cầu trước và cầu sau ôtô.

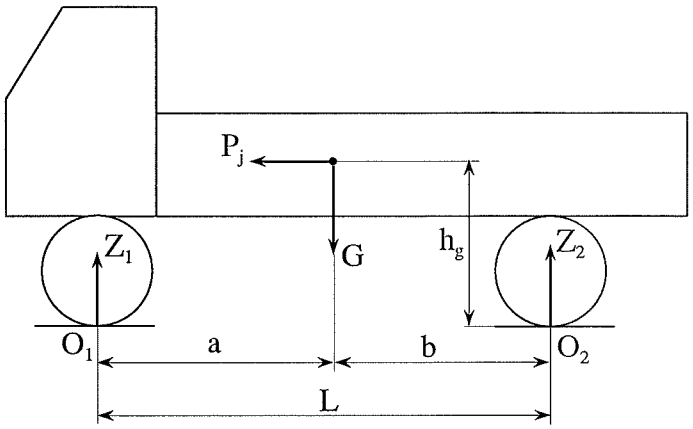
Để tính toán G_1^p, G_2^p ta xét sơ đồ các lực tác dụng trong quá trình phanh như thể hiện trên hình 11.7.

Trên sơ đồ hình 11.7 sử dụng các ký hiệu sau: L- chiều dài cơ sở ôtô; a, b,- khoảng cách từ trọng tâm tới cầu trước và cầu sau; h_g- chiều cao trọng tâm ôtô; P_j- lực quán tính xuất hiện khi phanh; Z_1, Z_2- phản lực từ đường lên các bánh xe cầu trước và sau.

Phương trình cân bằng mô men quanh điểm O_2:

$$\sum M_{O2} = Z_1 L - Gb - P_j h_g = 0$$

trong đó lực quán tính $P_j = \frac{G}{g} j$ với j là gia tốc phanh.



Hình 11.7- Sơ đồ các lực tác dụng lên ôtô khi phanh.

từ phương trình trên ta tính được phản lực của đường tác dụng lên các bánh xe cầu trước:

$$Z_1 = \frac{1}{L}\left(Gb + \frac{G}{g} j h_g\right) = \frac{Gb}{L}\left(1 + \frac{j h_g}{gb}\right) \qquad (2)$$

Tương tự như vậy đối với cầu sau:

$$Z_2 = \frac{1}{L}\left(Ga - \frac{G}{g} j h_g\right) = \frac{Ga}{L}\left(1 - \frac{j h_g}{ga}\right) \qquad (3)$$

Trong quá trình phanh ta có:

$G_1^p = Z_1$ và $G_2^p = Z_2$

Trong các biểu thức 2 và 3 ta có thể thấy:

$\frac{Gb}{L} = G_1$ chính là trọng lượng tĩnh trên cầu trước, và:

$\frac{Ga}{L} = G_2$ là trọng lượng tĩnh trên cầu sau.

Vậy ta có thể viết lại các biểu thức 2 và 3 dưới dạng sau:

$$G_1^p = Z_1 = m_1 G_1 \qquad (4)$$

$$G_2^p = Z_2 = m_2 G_2 \qquad (5)$$

với:

$m_1 = 1 + \frac{j h_g}{gb}$ gọi là hệ số phân bố lại tải trọng cầu trước khi phanh;

$m_2 = 1 - \frac{j h_g}{ga}$ gọi là hệ số phân bố lại tải trọng cầu sau khi phanh.

Như vậy, mô men phanh cần thiết trên các cầu được tính:

- cầu trước: $M_{p1} = m_1 G_1 \varphi r_{bx}$
- cầu sau: $M_{p2} = m_2 G_2 \varphi r_{bx}$

Cụ thể hơn, tại các mỗi bánh xe ta có:

- cầu trước: $$M_{p1} = \frac{Gb}{2L}\left(1 + \frac{j_T h_g}{gb}\right)\varphi r_{bx} \quad (6)$$

- cầu sau: $$M_{p2} = \frac{Ga}{2L}\left(1 - \frac{j_T h_g}{ga}\right)\varphi r_{bx} \quad (7)$$

Lưu ý: Trong quá trình tính toán trên đây, ta đã chấp nhận một số giả thiết sau: bỏ qua các lực cản không khí và cản lăn, coi hệ số bám tại tất cả các bánh xe như nhau.

3.2- Tính toán cơ cấu phanh guốc bằng phương pháp hoạ đồ

3.2.1- Các thông số cơ bản của cơ cấu phanh guốc.

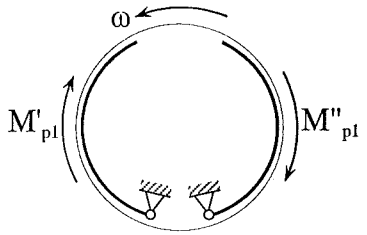
Đối với phanh guốc, mô men phanh tại bánh xe được tạo bởi 2 guốc phanh. Theo vị trí của chúng ta gọi là guốc trước và guốc sau. Chẳng hạn đối với cơ cấu phanh cầu trước thể hiện trên sơ đồ hình 11.8 ta có:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} \quad (8)$$

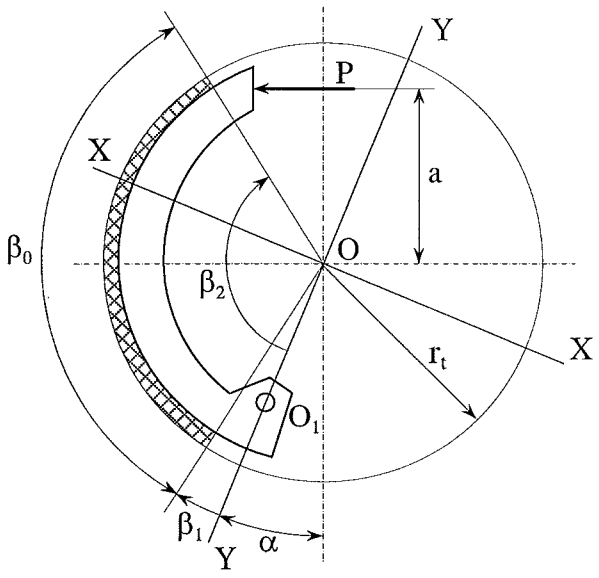
tương tự như vậy đối với cơ cấu phanh sau:

$$M_{p2} = M'_{p2} + M''_{p2} \quad (9)$$

Các thông số kết cấu của cơ cấu phanh được thể hiện trên hình 11.9.



Hình 11.8- Sơ đồ phân bố mô men phanh trên các guốc phanh



Hình 11.9- Các thông số hình học của cơ cấu phanh.

Các thông số hình học của cơ cấu phanh gồm có bán kính tang trống r_t, góc ôm của má phanh β_0, toạ độ điểm đặt lực lực a. Ngoài ra để phục vụ cho việc tính toán người ta xây dựng hệ trục vuông góc X-X và Y-Y, trong đó trục Y-Y được lấy đi qua tâm O của cơ cấu phanh và tâm quay O_1 của guốc phanh. Các góc β_1, β_2 được tính từ trục Y-Y, nên:

$$\beta_0 = \beta_2 - \beta_1$$

Các thông số của guốc phanh sau cũng được xác định tương tự. Trong quá trình tính toán, để phân biệt các guốc trước và sau người ta đánh dấu (') cho các thông số của guốc trước và dấu (") cho các thông số của guốc sau.

3.2.2- Các lực tác dụng lên guốc phanh.

Guốc phanh phải chịu 3 lực:

- Lực P do dẫn động phanh sinh ra, cụ thể là do pít tông của xi lanh công tác trong trường hợp dẫn động thuỷ lực và do cam ép trong trường hợp dẫn động khí nén. Phương, chiều và điểm đặt của lực này đã biết theo kết cấu của cơ cấu phanh.
- Phản lực U từ chốt phanh tác dụng lên guốc phanh, điểm đặt của lực này được coi là đặt tại tâm quay của guốc phanh O_1, tuy nhiên phương, chiều và độ lớn thì chưa biết.
- Phản lực R của trống phanh tác dụng lên má phanh. Lực này chưa biết cả về điểm đặt phương, chiều và độ lớn.

Như vậy, cả 3 lực trên đều có những thông số chưa biết. Để xác định được các lực này người ta sử dụng phương pháp dựng hình gọi là hoạ đồ lực phanh.

Bước đầu tiên trong quá trình xây dựng hoạ đồ là xác định điểm đặt của lực R. Ở đây, cần lưu ý rằng lực tác dụng từ trống phanh lên má phanh không phải là lực tập trung mà phân bố dọc theo má phanh. Thực tế cho thấy lực này phân bố không đều dọc theo má phanh mà có quy luật phân bố gần với quy luật sin:

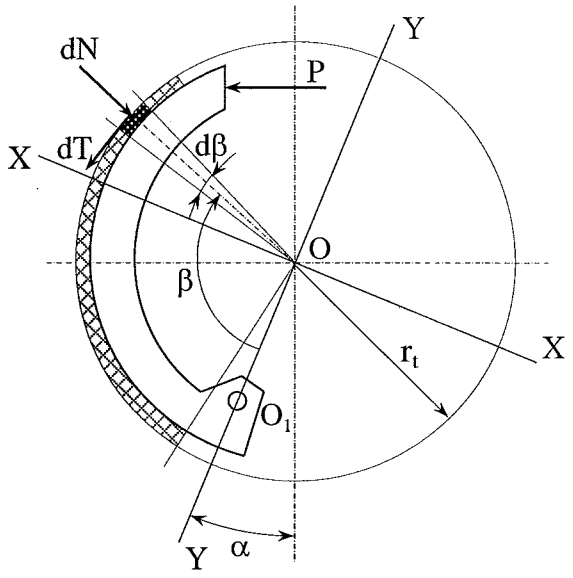
$$q = q_{max} \sin \beta$$

q được gọi là lực phân bố hay áp suất trên má phanh.

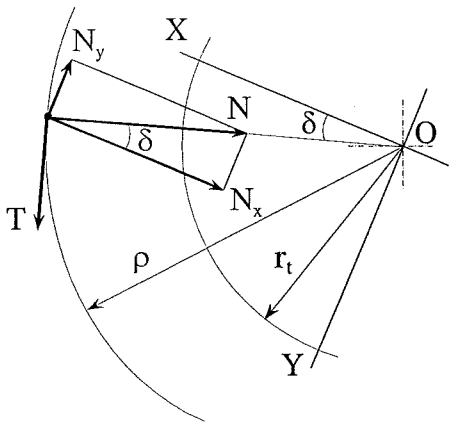
Muốn tìm phản lực R và quy nó về một lực tập trung để tiện cho việc tính toán người ta làm như sau (hình 11.10). Xét một phần tử nhỏ trên má phanh, có vị trí được xác định bởi góc β và bị giới hạn bởi góc dβ. Lực tác dụng lên phần tử này được phân tích thành 2 thành phần: thành phần vuông góc (hướng kính) dN và thành phần tiếp tuyến dT. Trong đó N là áp lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt tiếp xúc của má phanh và T chính là lực ma sát:

$$dT = \mu dN$$

với μ là hệ số ma sát.



Hình 11.10.



Hình 11.11

Chấp nhận giả thiết áp suất phân bố trên má phanh theo quy luật sin ta có:

$$dN = q_{\max} \sin\beta b r_t d\beta$$
$$dT = \mu q_{\max} \sin\beta b r_t d\beta$$

trong đó b là bề rộng của má phanh.

Chiếu lực dN xuống các trục X, Y (xem hình 11.11):

$$dN_x = dN \sin\beta = q_{\max} b r_t \sin^2\beta d\beta$$
$$dN_y = dN \cos\beta = q_{\max} b r_t \sin\beta \cos\beta d\beta$$

Từ đây ta có thể tính các thành phần lực:

$$N_x = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_x = q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2\beta d\beta = q_{\max} b r_t \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4}\right)\Bigg|_{\beta_1}^{\beta_2}$$
$$N_x = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \left(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2\right)$$
$$N_y = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_y = \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d\beta = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d2\beta$$
$$N_y = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \left(\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2\right)$$

Gọi góc giữa lực N và trục X-X là δ, ta có:

$$tg\delta = \frac{N_y}{N_x} = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 - \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \qquad (10)$$

Góc δ cho phép xác định phương của lực N, còn giá trị của nó được tính như sau:

$$N = \sqrt{N_x^2 + N_y^2}$$
$$N = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \sqrt{\left(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2\right)^2 + \left(\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2\right)^2}$$

Tuy nhiên, điểm đặt của lực N vẫn chưa biết.

Do mô men phanh được tạo bởi lực ma sát T (lực N hướng về tâm O, không gây mô men) nên, nếu gọi khoảng cách từ tâm O đến điểm đặt lực là ρ, ta có:

$$M_p = T\rho$$

Từ đây ta có thể tính bán kính đặt lực ρ như sau:

$$\rho = \frac{M_p}{T} = \frac{M_p}{\mu N}$$

Với lực N đã biết, để tính ρ cần xác định M_p:

$$dM_p = r_t dT = r_t \mu q_{\max} \sin\beta b r_t d\beta$$
$$M_p = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_p = \mu q_{\max} r_t^2 b \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta d\beta$$
$$M_p = \mu q_{\max} r_t^2 b \left(\cos\beta_1 - \cos\beta_2\right)$$

Thay các biểu thức của M_p và N vào công thức tính ρ và biến đổi ta được:

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2\beta_0 - 2\beta_0\cos(\beta_1+\beta_2)\sin\beta_0}} \qquad (11)$$

Với góc δ và bán kính ρ ta xác định được điểm đặt của lực N và đây cũng chính là điểm đặt của lực R.

Qua các công thức 10 và 11 ta thấy các thông số δ và ρ xác định điểm đặt lực R chỉ phụ thuộc vào các thông số hình học của má phanh, nên nếu các má phanh có các kích thước giống nhau thì δ và ρ cũng giống nhau.

Sau khi đã xác định được điểm đặt của lực R, ta có thể xác định được phương của nó như sau.

Gọi φ là góc giữa các lực N và R (xem hình 10.12) ta có:

$$tg\varphi = \frac{T}{N} = \mu \qquad (12)$$

Đối với các loại vật liệu thông dụng trong cơ cấu phanh hệ số ma sát: $\mu = 0{,}25 \div 0{,}35$, từ đây ta tính được góc φ.

Lưu ý: Do hệ số ma sát ở các má phanh trước và sau bằng nhau nên góc φ đối với các guốc phanh trước và sau đều bằng nhau: $\varphi' = \varphi'' = \varphi$.

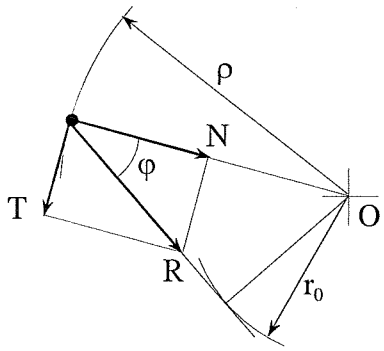
Với R đã biết, biểu thức mô men phanh có dạng:

$$M_p = M_p^{'} + M_p^{''} = R'r_0^{'} + R''r_0^{''} \qquad (13)$$

trong đó:

$$r_0 = \rho\sin\varphi = \rho\frac{tg\varphi}{\sqrt{1+tg^2\varphi}}$$

$$r_0 = \rho\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} \qquad (14)$$



Hình 11.12

Nếu 2 má phanh có kích thước giống nhau ta có:

$$\rho' = \rho'' = \rho \quad \text{và:} \quad r_0^{'} = r_0^{''} = r_0$$

3.2.3- Xây dựng hoạ đồ lực phanh.

a)- Trường hợp dẫn động thuỷ lực

Trong trường hợp dẫn động thuỷ lực với 1 xi lanh công tác chung cho 2 pít tông dẫn động các guốc phanh trước và sau thì các lực tác động bằng nhau:

$$P' = P'' = P.$$

Hoạ đồ được xây dựng cho từng guốc phanh. Dưới đây là các bước xây dựng hoạ đồ cho cả 2 guốc phanh phía trước và sau (hình 11.13). Cần lưu ý rằng, trong khi tính toán và vẽ hình các thông số của guốc trước phải có dấu (') còn các thông số guốc sau có dấu (").

1. Xác định các thông số hình học của cơ cấu phanh và vẽ sơ đồ theo đúng tỷ lệ; vẽ các lực P.

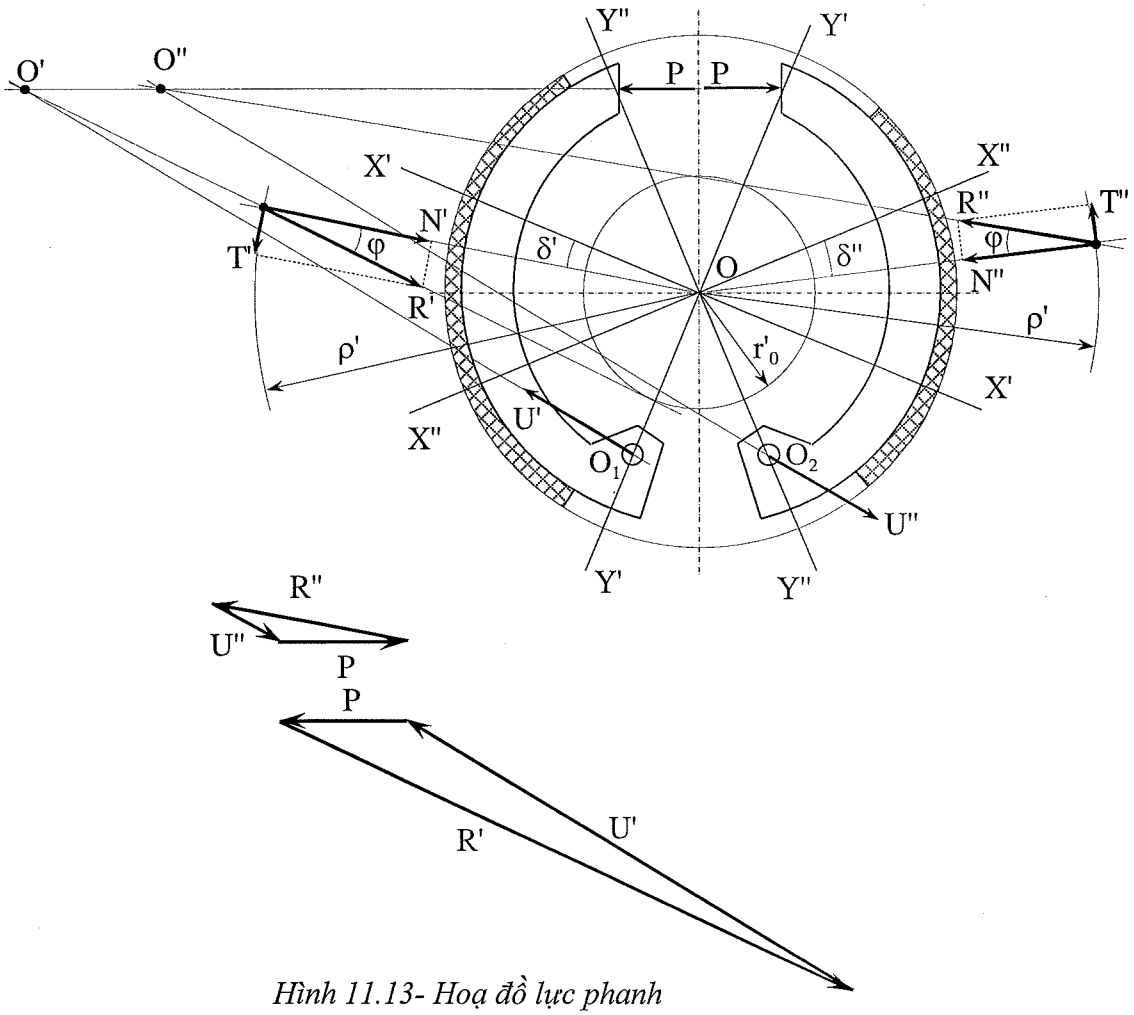
2. Tính góc δ và bán kính ρ, từ đó xác định điểm đặt của lực R.

3. Tính góc φ và vẽ phương của lực R. Kéo dài phương của R' và P cắt nhau tại O', kéo dài phương của P và R" cắt nhau tại O".

Để xác định phương của U cần lưu ý rằng, ở trạng thái cân bằng tổng các lực tác dụng lên guốc phanh bằng 0:

$$\vec{P}+\vec{R}+\vec{U}=0$$

vì vậy 3 lực này phải tạo thành tam giác lực khép kín. Nghĩa là, nếu kéo dài 3 lực này thì chúng phải cắt nhau tại một điểm, đó chính là các điểm O' và O". Như vậy, để xác định phương của các lực U chỉ cần nối O' với O_1 và O" với O_2.



Hình 11.13- Hoạ đồ lực phanh

4. Trên hình vẽ, lấy 2 đoạn P bằng nhau, đặt song song, ngược chiều. Từ các lực P này dựng các tam giác lực cho các guốc phanh bằng cách vẽ các đường song song với các lực R và U đã có trên hoạ đồ.

5. Đo trực tiếp trên hình các đoạn R' và R" và tính tỷ lệ:

$$k=\frac{R'}{R''}$$

Kết hợp với công thức 13 ta có:

$$\begin{cases} R'r_0^{'}+R''r_0^{''}=M_p \\ R'-kR''=0 \end{cases}$$

Giải hệ phương trình trên ta tính được giá trị của các lực R' và R".

6. Dựa trên các giá trị của R' và R" và các kích thước trên hình vẽ ta tính tỷ lệ xích rồi từ đó tính giá trị các lực còn lại là P, U' và U".

b)- Trường hợp dẫn động khí nén

Đối với trường hợp dẫn động các guốc phanh bằng khí nén, cơ cấu tác động cuối cùng là cam ép. Thông thường các cam có biên dạng đối xứng nên khi tác động, các má phanh của guốc trước và guốc sau có các khoảng dịch chuyển bằng nhau. Trong điều kiện đó, nếu kích thước của các má phanh như nhau thì biến dạng của chúng cũng bằng nhau và vì vậy, áp suất trên các má phanh cũng sẽ bằng nhau. Điều này có nghĩa là các phản lực từ trống phanh tác dụng lên các guốc phanh trước và sau bằng nhau:

$$R' = R'' = R$$

Quy trình xây dựng hoạ đồ trong trường hợp này hoàn toàn tương tự như quy trình đã trình bày trên đây từ bước 1 đến bước 3. Các bước tiếp theo được thực hiện như sau:

4. Vẽ các đường song song với R' và R", trên các đường này đặt các đoạn bằng nhau: $R' = R'' = R$ và từ đó dựng các tam giác lực bằng cách tương tự như đã trình bày trên đây.

5. Với các má phanh có kích thước giống nhau ta có:

$$r_0' = r_0'' = r_0$$

Công thức 13 lúc này có dạng:

$$R'r_0' + R''r_0'' = 2Rr_0 = M_p$$

từ đó ta tính được giá trị của các lực R:

$$R = \frac{M_p}{2r_0}$$

6. Dựa trên các giá trị của các lực R và các kích thước trên hình vẽ ta tính tỷ lệ xích rồi từ đó tính giá trị các lực còn lại là P', P", U' và U".

Hoạ đồ lực phanh cho phép xác định các lực tác dụng lên guốc phanh: P, R, U. Trong đó, lực P được sử dụng để tính toán dẫn động mà cụ thể là đường kính các xi lanh công tác của dẫn động thuỷ lực hay đường kính màng của bầu phanh dẫn động khí nén. Các lực còn lại U và R thường được dùng để tính bền cơ cấu phanh.

3.3- Hiện tượng tự xiết

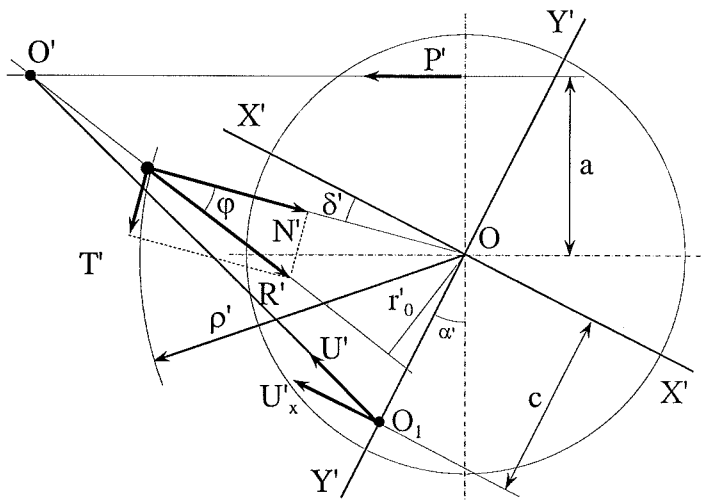
a)- Quan hệ giữa lực P và mô men phanh M_p

Quan hệ giữa lực P và mô men phanh M_p có thể được thiết lập bằng phương pháp giải tích. Xét guốc phanh trước, ta có sơ đồ như thể hiện trên hình 11.14 Các lực tác dụng lên guốc phanh gồm: P', R' và U'.

Chiếu các lực lên trục X ta được:

$$P'\cos\alpha + U'_x - N'\cos\delta' - T'\sin\delta' = 0 \qquad (15)$$

Để tìm quan hệ giữa P' và M'_p ta tìm cách biểu diễn các thành phần lực trong phương trình trên qua P' và M'_p.



Hình 11.14

Phương trình cân bằng mô men so với điểm O:

$$U'_x c = P'a + R'r'_0$$

hay: $U'_x c - P'a = R'r'_0 = M'_p$

từ đó: $U'_x = \dfrac{M'_p + P'a}{c}$

Trong quá trình xây dựng hoạ đồ ta đã có:

$$M'_p = T'\rho \text{ , vậy: } \quad T' = \frac{M'_p}{\rho'}$$

$$tg\varphi = \mu = \frac{T'}{N'} \text{ , hay: } \quad N' = \frac{T'}{\mu} = \frac{M'_p}{\mu\rho'}$$

Thay các biểu thức của U'_x, T', N' vào phương trình 15, ta có:

$$P'\cos\alpha + \frac{M'_p + P'a}{c} - \frac{M'_p}{\mu\rho'}\cos\delta' - \frac{M'_p}{\rho'}\sin\delta' = 0$$

Cuối cùng ta được:

$$M'_p = \frac{\mu\rho' P'(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta' + \mu\sin\delta') - \mu\rho'} \qquad (16)$$

Tương tự như vậy đối với guốc phanh sau:

$$M''_p = \frac{\mu\rho'' P''(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta'' - \mu\sin\delta'') + \mu\rho''} \qquad (17)$$

Nếu các guốc phanh được dẫn động bằng thuỷ lực thì: $P' = P'' = P$

Trong trường hợp dẫn động bằng cam ép với các má phanh trước và sau giống nhau ta có:

$\delta' = \delta'' = \delta$; $\rho' = \rho'' = \rho$; $R' = R'' = R$ và vì vậy: $M'_p = M''_p$, nghĩa là:

$$\frac{\mu\rho P'(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho} = \frac{\mu\rho P''(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta - \mu\sin\delta) + \mu\rho}$$

hay:

$$\frac{P'}{P''} = \frac{c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho}{c(\cos\delta - \mu\sin\delta) + \mu\rho}$$

Biểu thức trên cho thấy, đối với cơ cấu phanh dẫn động bằng cam ép ta có:

$$P' \neq P''$$

b)- Hiện tượng tự xiết:

Đối với guốc trước phanh của cơ cấu phanh, quan hệ giữa lực P' và M'_p có dạng:

$$M'_p = \frac{\mu\rho' P'(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta' + \mu\sin\delta') - \mu\rho'}$$

Biểu thức trên cho thấy, nếu: $c(\cos\delta' + \mu\sin\delta') - \mu\rho' = 0$ thì: $M'_p \to \infty$.

Điều này có nghĩa là mô men phanh trên guốc phanh phía trước sẽ trở nên vô cùng lớn, đây chính là hiện tượng tự xiết. Vậy điều kiện xảy ra hiện tượng tự xiết là:

$$\mu = \frac{c\cos\delta'}{\rho' - c\sin\delta'} \qquad (18)$$

Trên hoạ đồ lực phanh có thể kiểm tra điều kiện xảy ra hiện tượng tự xiết như sau: nếu đường thẳng kéo dài phương của lực R' đi qua hoặc nằm dưới tâm quay của guốc phanh O_1 thì sẽ xảy ra hiện tượng tự xiết.

Đối với guốc sau của cơ cấu phanh ta có:

$$M''_p = \frac{\mu\rho'' P''(c\cos\alpha + a)}{c(\cos\delta'' - \mu\sin\delta'') + \mu\rho''} = \frac{\mu\rho'' P''(c\cos\alpha + a)}{c\cos\delta'' + \mu(\rho'' - \sin\delta'')}$$

Trên sơ đồ (hình 11.14) có thể thấy: $\rho'' - c\sin\delta'' > 0$ trong mọi trường hợp vì vậy:

$$c\cos\delta'' + \mu(\rho'' - \sin\delta'') > 0$$

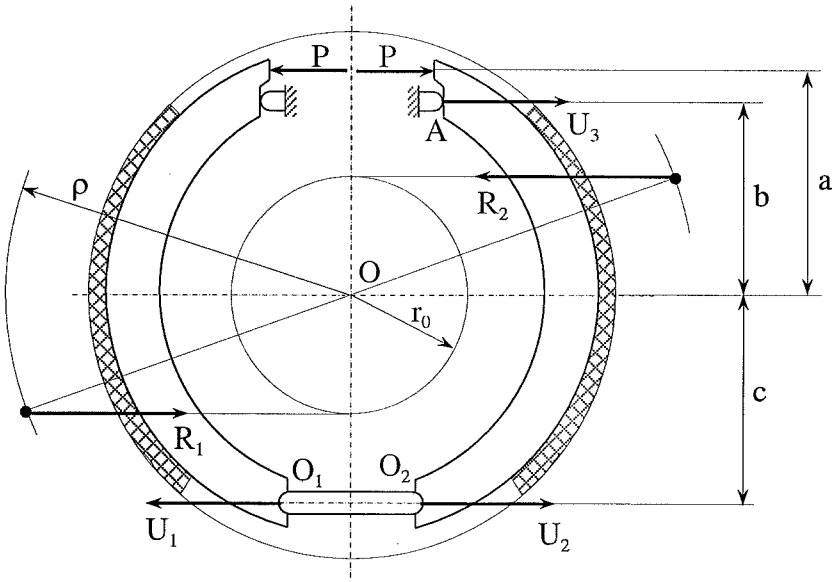
Nghĩa là đối với guốc sau không bao giờ xảy ra hiện tượng tự xiết.

Trong quá trình thiết kế cơ cấu phanh, nếu lựa chọn các thông số không hợp lý thì có thể xảy ra hiện tượng tự xiết. Đây là điều cần tránh vì khi xảy ra hiện tượng này cơ cấu phanh làm việc giật cục, không êm dịu và hơn nữa lái xe không thể kiểm soát được cường độ phanh theo ý muốn.

3.4- Cơ cấu phanh tự cường hoá

Cơ cấu phanh được thể hiện trên hình 11.15, các guốc phanh không có điểm xoay cố định mà được liên kết với nhau bởi một thanh nối. Với kết cấu như vậy các phản lực U_1 và U_2 song song với các lực P vì vậy các lực R cũng có phương song song với P. Sơ đồ trên hình 11.15 tương ứng với trường hợp dẫn động thuỷ lực và các má phanh có kích thước giống nhau.

Giả thiết rằng các guốc phanh là tuyệt đối cứng, ta tính các thông số r_0 và ρ tương tự như trên.



Hình 11.15- Cơ cấu phanh tự cường hoá

Điều kiện cân bằng thanh nối:

$$U_1 = U_2 \qquad (19)$$

Đối với guốc phanh trước ta có:

$$R_1 = P + U_1 \qquad (20)$$

$$M_p^{'} = R_1 r_0 \qquad (21)$$

Đối với guốc phanh sau:

$$R_2 = P + U_2 + U_3 \qquad (22)$$

$$M_p^{''} = (P + U_2 + U_3) r_0 = (P + U_1 + U_3) r_0 = (R_1 + U_3) r_0 \qquad (23)$$

Như vậy, có thể thấy mô men phanh trên guốc sau lớn hơn mô men phanh trên guốc trước.

Cũng tương tự như trên ta tìm quan hệ giữa mô men phanh và lực dẫn động P.

Đối với guốc trước, ta xét phương trình cân bằng mô men quanh tâm O_1:

$$P(c+a) = R_1(c - r_0), \text{ hay: } \quad R_1 = P\frac{c+a}{c-r_0}$$

Thay vào phương trình 21 ta được:

$$M_p^{'} = P\frac{c+a}{c-r_0} r_0 \qquad (24)$$

Đối với guốc sau:

$$M_p^{''} = R_2 r_0 \qquad (25)$$

Để tính R_2 ta xét phương trình cân bằng mô men quanh điểm A:

$$P(a-b) + R_2(b - r_0) = U_1(b+c)$$

Với: $U_1 = R_1 - P = P\dfrac{a+r_0}{c-r_0}$ ta có:

$$R_2 = \frac{P(a+r_0)(b+c) - P(a-b)(c-r_0)}{(b-r_0)(c-r_0)} = P\frac{(a+c)(b+r_0)}{(b-r_0)(c-r_0)}$$

Thay vào 25 ta được:

$$M''_p = P\frac{(a+c)(b+r_0)}{(b-r_0)(c-r_0)}r_0 \qquad (26)$$

So sánh các biểu thức 25 và 26 ta thấy M''_p lớn hơn nhiều so với M'_p.

Có thể nhận thấy rằng, đối với cơ cấu phanh tự cường hóa, hiện tượng tự xiết có thể xảy ra ở cả guốc trước và guốc sau. Điều kiện xảy ra hiện tượng tự xiết là:

$$b = r_0 \quad \text{hoặc} \quad c = r_0$$

Điều này tương ứng với trường hợp khi R_1 đi qua trục O_1 - O_2 và khi R_2 đi qua điểm A.

Với $r_0 = \rho\dfrac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}}$, ta có điều kiện xảy ra hiện tượng tự xiết như sau:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \quad \text{hoặc} \quad \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}} \qquad (27)$$

Tới đây ta có thể thấy rằng ở các cơ cấu phanh tự cường hoá khả năng xảy ra hiện tượng tự xiết lớn hơn nhiều so với cơ cấu phanh có các guốc phanh với các điểm tựa cố định.

3.5- Tính toán cơ cấu phanh đĩa

3.5.1- Đặc điểm

Hiện nay phanh đĩa được sử dụng rất rộng rãi trên các loại ôtô con và một số loại ôtô tải nhỏ.

Các ưu điểm của phanh đĩa:

- Có trọng lượng nhỏ;
- Khe hở giữa má phanh và trống phanh nhỏ (0,05 - 1 mm), nhờ đó cho phép tăng khá nhiều tỷ số truyền dẫn động phanh;
- Thoát nhiệt các bề mặt ma sát tốt;
- Lực tác dụng lên cơ cấu phanh cân bằng;
- Áp suất phân bố đều trên các bề mặt ma sát.

Nhược điểm:

- Do đĩa phanh hở nên khó giữ sạch các bề mặt ma sát, bụi, đất bẩn gây xước bề mặt và chóng mòn;
- Áp suất lên các bề mặt ma sát lớn (tới 5 MPa), nên tốc độ mài mòn lớn.

3.5.2- Tính toán

Sơ đồ tính toán phanh đĩa được thể hiện trên hình 11.16: 2 xi lanh nằm đối xứng tạo nên 2 lực P ép các má phanh vào đĩa phanh. Mô men phanh trong trường hợp này được tính tương tự như mô men ma sát của ly hợp:

$$M_p = 2\mu \Pr_{TB} \qquad (28)$$

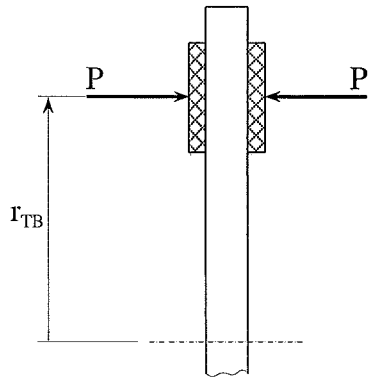
với r_{TB} là bán kính đặt lực P. Nếu gọi đường kính xi lanh công tác là d, áp suất trong xi lanh là p_i, lực P được tính như sau:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p_i$$

hay:

$$M_p = \mu \frac{\pi d^2}{2} p_i r_{TB} \qquad (29)$$

Với công thức trên, ta có thể lựa chọn các thông số thiết kế sao cho đảm bảo được mô men phanh cần thiết M_p.



Hình 11.16- Sơ đồ tính toán phanh đĩa

3.6- Xác định các kích thước má phanh

3.6.1- Phanh guốc

Đối với phanh guốc, kích thước má phanh được xác định dựa trên các điều kiện sau: Công ma sát riêng; Áp suất lên bề mặt má phanh; Tỷ số p; Chế độ làm việc của cơ cấu phanh.

- Công ma sát riêng

Nếu phanh ôtô đang chuyển động với vận tốc V_0 cho tới khi dừng hẳn (V = 0) thì toàn bộ động năng của ôtô có thể được coi là đã chuyển thành công ma sát L tại các cơ cấu phanh:

$$L = \frac{GV_0^2}{2g}$$

với G là trọng lượng của ôtô đầy tải.

Gọi tổng diện tích các má phanh là A_Σ ta có biểu thức tính công ma sát riêng như sau:

$$l = \frac{GV_0^2}{2gA_\Sigma} \qquad (30)$$

Nếu phanh ôtô từ vận tốc V_0 = 60 km/h cho tới khi dừng hẳn (V = 0) thì:

$l = 400 \div 1000$ J/cm^2.

- Áp suất lên bề mặt má phanh

Áp suất lên bề mặt má phanh bị giới hạn bởi sức bền của vật liệu:

$$q = \frac{M_{p1}}{\mu b r_t^2 \beta_0} \le [q] = 1{,}5 \div 2{,}0 \text{ MPa} \qquad (31)$$

trong đó b là bề rộng má phanh, r_t là bán kính trống phanh, β_0 là góc ôm của má phanh. Nếu chọn góc ôm lớn thì giảm được áp suất, tăng được mô men ma sát, nhưng chênh lệch phân bố áp suất trên má phanh sẽ lớn, vì vậy thường chọn β_0 = 90 - 100°. Nếu chọn β_0 nhỏ quá (β_0 < 90°) thì áp suất thường rất lớn dẫn đến tốc độ mài mòn lớn, tuổi thọ má phanh thấp.

- Tỷ số p:

Tỷ số p là tỷ số giữa khối lượng toàn bộ của ôtô M và tổng diện tích các má phanh A_Σ:

$$p = \frac{M}{A_\Sigma} \le [p] \qquad (32)$$

Giá trị giới hạn [p] được chọn như sau:

$(1,0 \div 2,0).10^4$ kg/m^2 - đối với ôtô con

$(1,5 \div 2,5).10^4$ kg/m^2 - đối với ôtô chở khách

$(2,5 \div 3,5).10^4$ kg/m^2 - đối với ôtô tải.

Kích thước của má phanh phải được lựa chọn sao cho thoả mãn tất cả các điều kiện trên.

3.6.2- Phanh đĩa

Các má phanh của cơ cấu phanh đĩa có dạng phẳng, nên chúng có thể được tính toán bằng phương pháp tương tự như đối với các đĩa ma sát của ly hợp.

3.7- Tính toán nhiệt phát ra trong quá trình phanh

Trong quá trình phanh ôtô, toàn bộ động năng của khối lượng chuyển động của ôtô được chuyển hoá thành nhiệt tại các cơ cấu phanh. Một phần của lượng nhiệt này sẽ nung nóng các chi tiết trong cơ cấu phanh mà chủ yếu là trống phanh, phần còn lại toả ra ngoài không khí.

Phương trình cân bằng nhiệt được viết như sau:

$$\frac{G}{g}\frac{V_0^2 - V^2}{2} = m_t c\tau + A_t \int_0^t k_\tau dt \qquad (33)$$

trong đó:

m_t- khối lượng trống phanh;

c- nhiệt dung riêng của vật liệu làm trống phanh, đối với gang, thép: c = 500 J/kg.độ;

τ- mức gia tăng nhiệt độ so với môi trường xunh quanh;

A_t- diện tích làm mát của trống phanh;

k_τ- hệ số truyền nhiệt từ trống ra môi trường không khí;

t- thời gian phanh.

Vế trái của biểu thức trên chính là tổn thất động năng của ôtô khi bị phanh từ vận tốc V_0 tới vận tốc V. Số hạng thứ nhất ở vế phải là lượng nhiệt nung nóng trống phanh, số hạng thứ hai là lượng nhiệt toả ra ngoài không khí.

Trong trường hợp phanh ngặt, thời gian phanh rất ngắn nên lượng nhiệt toả ra ngoài không khí rất nhỏ, có thể bỏ qua được, khi đó:

$$\tau = \frac{G\left(V_0^2 - V^2\right)}{2gm_t c} \qquad (34)$$

Với V_0 = 30 km/h và V = 0, mức gia tăng nhiệt độ cho phép:

$$[\tau] = 15°$$

Như vậy, các kích thước của má phanh cần được tính toán lựa chọn sao cho thoả mãn tất cả các điều kiện trên.

4- Thiết kế tính toán dẫn động phanh

4.1- Dẫn động cơ khí

Dẫn động cơ khí chỉ sử dụng để điều khiển hệ thống phanh dừng và phanh dự phòng bằng tay.

4.2- Dẫn động thuỷ lực

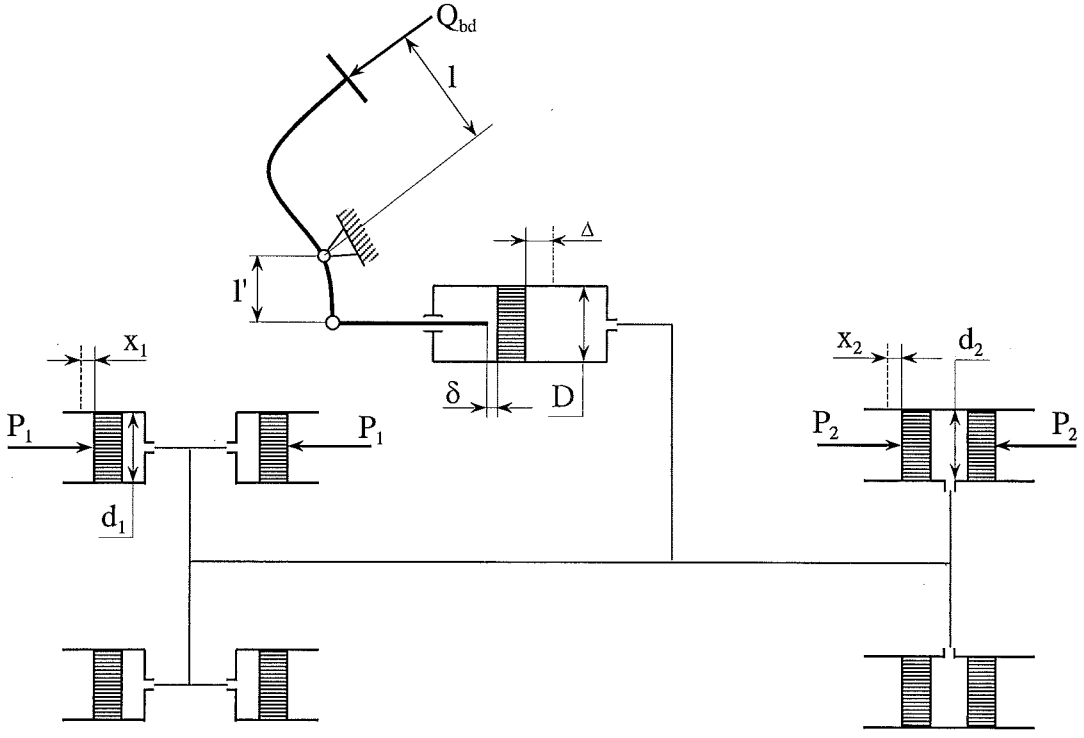
4.2.1- Tính toán các thông số cơ bản của dẫn động

Nhiệm vụ của quá trình tính toán dẫn động phanh thuỷ lực bao gồm việc xác định các thông số cơ bản của nó: đường kính xi lanh công tác, đường kính xi lanh chính, tỷ số truyền dẫn động, lực và hành trình bàn đạp.

Đường kính xi lanh công tác của bánh trước d_1 và bánh sau d_2 được tính trên cơ sở lực P_1 và P_2 đã được xác định khi xây dựng hoạ đồ lực phanh:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi p_i}} \quad ; \quad d_2 = \sqrt{\frac{4P_2}{\pi p_i}} \qquad (35)$$

với p_i là áp suất làm việc trong hệ thống, thường được chọn trong khoảng 5 ÷ 8 MPa.



Hình 11.17- Sơ đồ nguyên lý hệ thống dẫn động phanh bằng thuỷ lực

Đường kính của xi lanh chính có thể được xác định trên cơ sở chọn lực bàn đạp trong phạm vi cho phép: $Q_{bd} \le [Q_{bd}]$, với:

$[Q_{bd}] = 0{,}65 \div 0{,}75$ KN đối với ôtô con;
$[Q_{bd}] = 0{,}75 \div 0{,}80$ KN đối với ôtô tải.

Xét điều kiện cân bằng tại xi lanh chính (hình 11.17) ta có:

$$Q_{bd}\frac{l}{l'}\eta = \frac{\pi D^2}{4}p_i$$

trong đó: l, l'- các cánh tay đòn của dẫn động bàn đạp; η- hiệu suất dẫn động (η = 0,92).

Như vậy, với lực bàn đạp Q_{bd} đã chọn theo điều kiện trên ta có thể tính được đường kính xi lanh chính:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{bd}\eta}{\pi p_i}\frac{l}{l'}} \qquad (36)$$

Hành trình bàn đạp cần được kiểm tra theo tiêu chuẩn:

$[S_{bd}]$ = 180 mm đối với ôtô tải;

$[S_{bd}]$ = 150 mm đối với ôtô con.

Hành trình bàn đạp bao gồm 2 thành phần: hành trình tự do dùng để khắc phục khe hở δ giữa ty đẩy và pít tông và hành trình làm việc (tương ứng với hành trình pít tông là Δ):

$$S_{bd} = (\delta + \Delta)\frac{l}{l'}$$

Nếu coi chất lỏng là không nén được và các đường ống là tuyệt đối cứng, thì toàn bộ thể tích chất lỏng bị đẩy ra khỏi xi lanh chính sẽ được đưa vào các xi lanh công tác và tạo nên các dịch chuyển x_1 và x_2 của các pít tông tại các xi lanh này:

$$\Delta\frac{\pi D^2}{4} = 4x_1\frac{\pi d_1^2}{4} + 4x_2\frac{\pi d_2^2}{4}$$

hay:

$$\Delta = \frac{4x_1d_1^2 + 4x_2d_2^2}{D^2}$$

Tuy nhiên, trên thực tế do chất lỏng bị nén và các đường ống bị giãn nở dưới áp suất, nên hành trình pít tông Δ sẽ tăng lên một chút. Mức tăng hành trình này có thể được tính đến bởi hệ số λ, khi đó:

$$\Delta = 4\frac{x_1d_1^2 + x_2d_2^2}{D^2}\lambda$$

Vậy hành trình bàn đạp được tính như sau:

$$S_{bd} = \left(\delta + 4\frac{x_1d_1^2 + x_2d_2^2}{D^2}\lambda\right)\frac{l}{l'} \qquad (37)$$

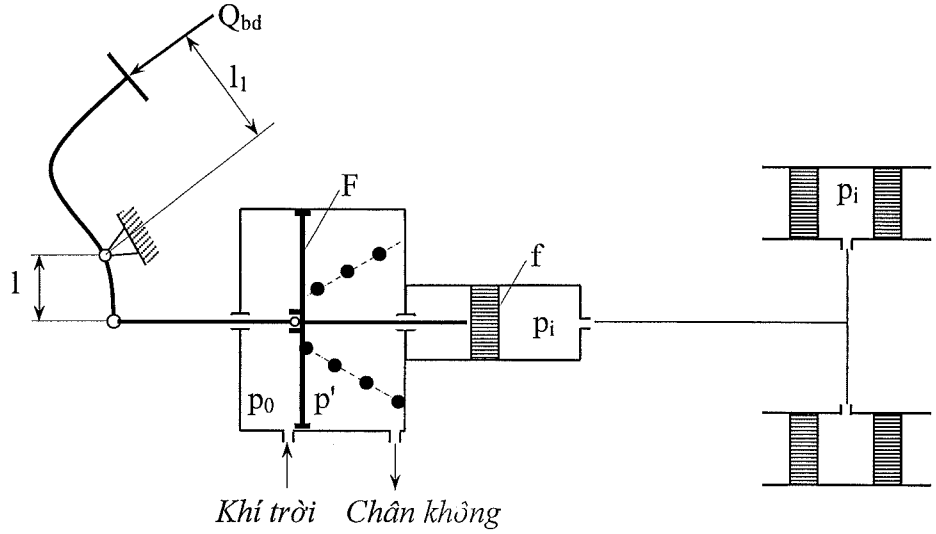
Quy trình tính toán dẫn động phanh thuỷ lực có thể được thực hiện tương tự như dẫn động ly hợp (xem chương...).

4.2.2- Tính toán trợ lực dẫn động

Sơ đồ tính toán trợ lực dẫn động được thể hiện trên hình 11.18. Khoang bên trái của xi lanh trợ lực được thông với khí trời, còn khoang bên phải nối với họng hút của động cơ để tạo độ chân không.

Trong khi tính toán cần lưu ý một số vấn đề sau:

- Van điều khiển phải đảm bảo sự thay đổi độ chân không trong xi lanh trợ lực tuỳ theo lực bàn đạp Q_{bd} (hay áp suất làm việc p_i): $p' = f(Q_{bd})$;
- Coi tổn thất trên đường ống là không đáng kể và vì vậy áp suất chất lỏng trong xi lanh chính và trong xi lanh công tác bằng nhau và bằng p_i.



Hình 11.18- Sơ đồ tính toán trợ lực dẫn động phanh thuỷ lực bằng chân không

Trong trường hợp không có trợ lực, phương trình cân bằng lực tại xi lanh chính được viết:

$$Q_{bd}\frac{l_1}{l_2} = fp_i$$

trong đó: l_1, l_2- các cánh tay đòn của dẫn động bàn đạp; f- diện tích tiết diện pít tông; p_i- áp suất làm việc trong hệ thống.

Từ biểu thức trên ta có thể viết:

$$Q_{bd} = \frac{l_2}{l_1} fp_i = kp_i \qquad (38)$$

với $k = \frac{l_2}{l_1} f$.

Có nghĩa là lực bàn đạp tỷ lệ với áp suất làm việc trong hệ thống.

Trong trường hợp có trợ lực phương trình cân bằng có dạng:

$$Q_{bd}\frac{l_1}{l_2} + (p_0 - p')F - P_{lx} - fp_i - P_{ms} = 0$$

trong đó: p_0- áp suất khí trời; p'- áp suất chân không; F- diện tính pít tông (màng) trợ lực; P_{lx}- lực lò xo hồi vị pít tông trợ lực; P_{ms}- lực ma sát.

Nếu bỏ qua lực lò xo và lực ma sát ta có:

$$Q_{bd}\frac{l_1}{l_2} + (p_0 - p')F - fp_i = 0$$

Gọi $\Delta h = p_0 - p'$ là độ chân không trong xi lanh trợ lực, phương trình trên có thể được viết gọn lại dưới dạng:

$$Q_{bd} = kp_i - k'\Delta h \qquad (39)$$

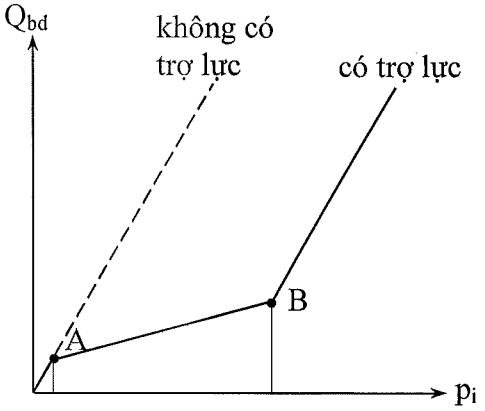
với: $k' = \frac{l_2}{l_1} F$.

Độ chân không Δh thay đổi từ giá trị nhỏ nhất đến lớn nhất và phụ thuộc vào lực bàn đạp (hoặc áp suất làm việc p_i), thông thường ta có:

$$\Delta h_{max} = 0{,}05 \text{ MPa}.$$

Các biểu thức 38 và 39 cho phép xây dựng đặc tính làm việc của dẫn động phanh trong các trường hợp có và không có trợ lực như thể hiện trên hình 11.19.

Đường nét đứt trên hình thể hiện trường hợp dẫn động không có trợ lực, còn đường liền là đặc tính của dẫn động có trợ lực.



Hình 11.19- Đặc tính dẫn động

Tại A trợ lực bắt đầu làm việc với Δh nhỏ nhất, còn tại điểm B độ chân không đã đạt tới giá trị cực đại $\Delta h = \Delta h_{max}$ và không tăng được nữa. Nếu muốn tiếp tục tăng áp suất phanh p_i thì chỉ còn cách tăng lực bàn đạp, vì vậy đường đặc tính lúc này đi song song với đường đặc tính trong trường hợp không có trợ lực.

4.3- Dẫn động khí nén

4.3.1- Máy nén khí

Máy nén được lựa chọn sao cho đảm bảo các yêu cầu sau:

- Nạp nhanh các bình chứa sau khi khởi động động cơ;
- Giữ được áp suất trong hệ thống gần với áp suất tính toán khi phanh liên tục.

Trên thực tế máy nén chỉ làm việc khoảng 10 - 20 % thời gian làm việc của ôtô, khi các bình chứa đã được nạp đầy thì máy nén được chuyển sang chạy ở chế độ không tải.

Năng suất của máy nén khí được tính như sau:

$$Q = \frac{\pi d^2 iSn}{4000} \eta_V \text{ , l/ph}$$

trong đó:

i- số xi lanh;
d- đường kính xi lanh, cm;
S- hành trình pít tông, cm;
n- tốc độ quay của trục máy nén, v/ph;
η_V- hiệu suất thể tích ($\eta_V = 0{,}5 \div 0{,}75$).

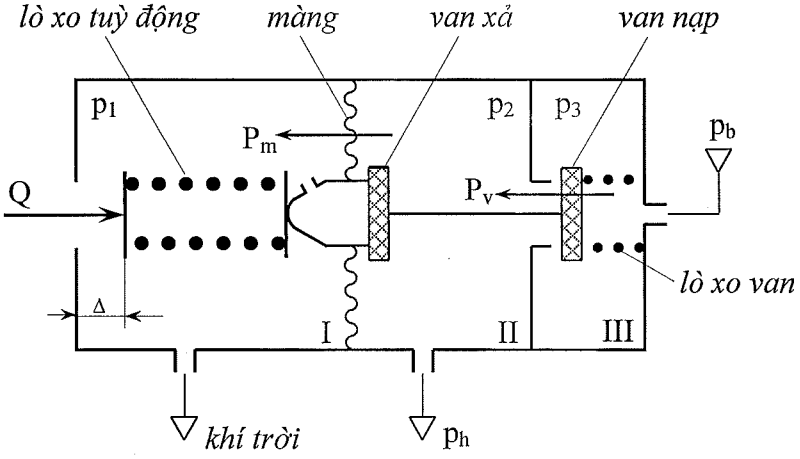
Các loại máy nén trên ôtô thường có công suất 0,5 ÷ 2,2 KW, Q = 60 ÷ 250 l/ph với số vòng quay làm việc 1250 v/ph.

4.3.2- Van phân phối

Van phân phối có nhiệm vụ điều khiển quá trình cấp khí từ bình chứa khí tới các bầu phanh tại các bánh xe và xả khí khi nhả phanh.

Yêu cầu cơ bản đối với van phân phối là đảm bảo tính chép hình, nghĩa là áp suất làm việc trong hệ thống phải tỷ lệ với lực bàn đạp.

Sơ đồ tính toán van phân phối được thể hiện trên hình 11.20.



Hình 11.20- Sơ đồ tính toán van phân phối

Van phân phối có nhiều dạng kết cấu, tuy nhiên chúng có thể được thể hiện dưới dạng sơ đồ nguyên lý chung như trên hình 11.20 Van gồm có 3 khoang: khoang I thông với khí trời, khoang II nối với các bầu phanh tại các bánh xe, khoang III nối với các bình chứa khí.

Trên sơ đồ thể hiện trạng thái đang phanh, lúc này van xả đóng và van nạp mở, khí nén được đưa từ bình với áp suất p_b qua khoang III, qua van nạp sang khoang II và từ đây đi tới các bầu phanh tại các cơ cấu phanh với áp suất p_h.

Lực Q ở trên hình là lực truyền từ bàn đạp tới, do vậy:

$$Q = Q_{bd} i_{bd}$$

với Q_{bd} là lực tác dụng lên bàn đạp phanh; i_{bd} là tỷ số truyền dẫn động bàn đạp.

Trong quá trình phanh, dưới tác dụng của lực Q, lò xo tuỳ động bị nén lại một đoạn Δ, nên:

$$Q = C\Delta$$

với C là độ cứng lò xo tuỳ động.

Hành trình bàn đạp được tính như sau:

$$S = \Delta i_{bd}$$

Kết hợp 3 công thức trên đây ta được:

$$Q_{bd} = \frac{C}{i_{bd}^2} S$$

Biểu thức trên chứng tỏ rằng lực tác động trên bàn đạp tỷ lệ với hành trình của nó.

Xét cân bằng hệ van và màng tuỳ động ta có:

$$Q = P_m + P_v$$

trong đó:

$P_m = (p_2 - p_1)F_m$ - lực tác dụng trên màng tuỳ động với diện tích là F_m;

$P_V = (p_3 - p_2)F_V$ - lực tác dụng lên van nạp với diện tích là F_V.

Với p_1 là áp suất khí quyển, ta có:

$p_2 - p_1 = p_h$ - áp suất làm việc trong hệ thống;

$p_3 - p_1 = p_b$ - áp suất trong bình chứa khí nén.

Như vậy, biểu thức cân bằng lực tại hệ van, màng tuỳ động được viết lại dưới dạng:

$$Q = Q_{bd} i_{bd} = F_m p_h + (p_3 - p_2)F_V$$

hay:

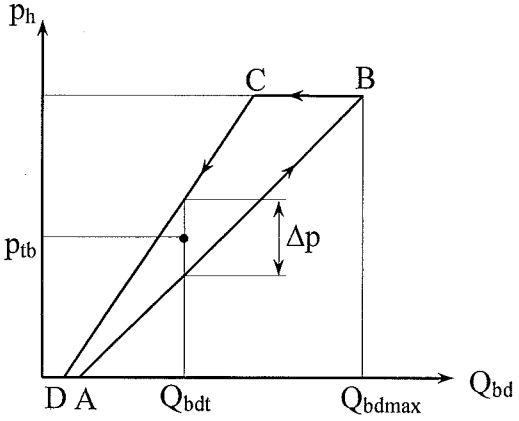
$$p_h = \frac{1}{F_m}[Q_{bd} i_{bd} - (p_3 - p_2)F_V]$$

Do diện tích của van thường rất nhỏ nên, lực P_V có thể bỏ qua được, khi đó:

$$p_h = \frac{i_{bd}}{F_m} Q_{bd} = kQ_{bd} \qquad (40)$$

trong đó: $k = \frac{i_{bd}}{F_m}$ gọi là hệ số tuỳ động.

Như vậy, ta có thể thấy rằng, áp suất làm việc trong hệ thống dẫn động phanh khí nén tỷ lệ với lực tác dụng trên bàn đạp. Điều này được thể hiện trên đồ thị hình 11.21.



Hình 11.21- Đặc tính van phân phối

Quá trình làm việc được thể hiện theo chiều mũi tên: khi phanh áp suất tăng theo đường AB, sau đó khi bắt đầu nhả phanh, do tính trễ của hệ thống nên trong đoạn AB lực bàn đạp giảm mà áp suất phanh không đổi. Cuối cùng là đoạn CD tương ứng với quá trình xả khí.

Với áp suất làm việc cực đại trong hệ thống là:

$$p_{h\max} \approx p_b$$

ta có lực bàn đạp lớn nhất:

$$Q_{bd\max} = \frac{F_m}{i_{bd}} p_b$$

Δp được gọi là độ nhạy của van, thông thường Δp = 0,05 MPa, ở áp suất p_{tb} = 0,3 MPa.

4.3.3- Bầu phanh

Bầu phanh thường có dạng màng hoặc pít tông, áp suất tác dụng lên màng (pít tông) được chuyển thành lực trên ty đẩy tác động lên thanh dẫn động trục cam như thể hiện trên sơ đồ tính toán hình 11.22.

Xét cân bằng mô men trên trục cam ta có:

$$P_t l = (P'+P'')\frac{h}{2}$$

trong đó: P', P''- các lực tác dụng từ các guốc phanh lên cam (tính theo hoạ đồ lực phanh); P_t- lực trên ty đẩy.

Phương trình cân bằng tại pít tông bầu phanh:

$$P_t = \frac{\pi D^2}{4} p_h \eta_1 \eta_2 - P_{lx}$$

với:

D- đường kính bầu phanh;

η_1- hệ số nạp ($\eta_1 = 1$);

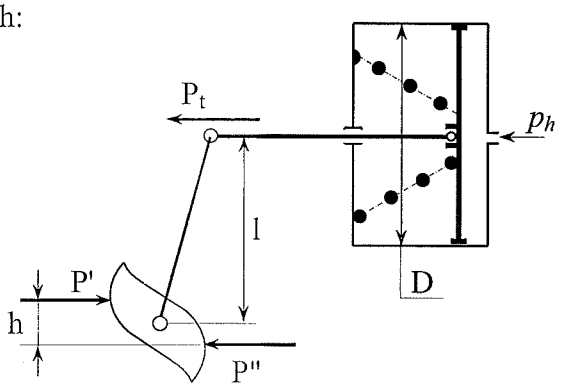
η_2- hiệu suất cơ khí ($\eta_2 = 0,95$);

p_h- áp suất làm việc trong hệ thống;

P_{lx}- lực của lò xo hồi vị pít tông.

Thay vào biểu thức trên ta được:

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} p_h \eta_1 \eta_2 - P_{lx}\right) l = (P'+P'')\frac{h}{2}$$



Hình 11.22- Sơ đồ tính toán bầu phanh

Đường kính của bầu phanh được tính:

$$D = 2\sqrt{\left[(P'+P'')\frac{h}{2l} + P_{lx}\right]\frac{1}{\pi p_h \eta_1 \eta_2}} \qquad (41)$$

Lò xo hồi vị trong bầu phanh thường được chọn có độ cứng $C = 1,5 \div 3,5$ KN/m với lực lò xo $P_{lx} = 80 \div 150$ N.

4.4- Điều hoà lực phanh và ABS

4.4.1- Sự phân bố lại tải trọng khi phanh và nhu cầu điều hoà lực phanh

Khi thiết kế hệ thống phanh người ta luôn mong muốn có được hiệu quả phanh cao nhất, nhưng lực phanh cực đại có thể phát huy tại các bánh xe bị giới hạn bởi lực bám. Vì khi lực phanh đạt được giá trị của lực bám thì bánh xe bắt đầu trượt và không còn khả năng truyền lực lớn hơn nữa. Do vậy, trong khi thiết kế tính toán hệ thống phanh cần phải tận dụng tối đa khả năng bám tại các bánh xe để có được hiệu quả phanh cao nhất, nhưng đồng thời cũng phải tránh xảy ra hiện tượng trượt lết gây mất ổn định và mất an toàn chuyển động. Để thoả mãn các yêu cầu trên, trong khi tính toán lực phanh tại các bánh xe người ta lấy:

$$P_{p\max} = P_\varphi = \varphi G_\varphi .$$

Tuy nhiên, trong quá trình phanh do có sự phân bố lại tải trọng trên các cầu, nên lực bám trên các cầu cũng thay đổi theo. Vì vậy, trong công thức tính mô men phanh thiết kế tại các cầu (công thức 6, 7 - phần 3) người ta đã đưa vào các hệ số phân bố lại tải

trọng khi phanh: m_1 và m_2. Nhưng do mức độ phân bố lại tải trọng phụ thuộc vào cường độ phanh, thể hiện qua gia tốc chậm dần j, nên các hệ số này có giá trị thay đổi. Trong quá trình thiết kế người ta chỉ có thể chọn một giá trị để tính, chẳng hạn nếu lấy: $j = j_T$ mô men phanh trên các cầu được tính như sau:

- cầu trước: $$M_{p1} = \frac{Gb}{2L}\left(1 + \frac{j_T h_g}{gb}\right)\varphi r_{bx}$$
- cầu sau: $$M_{p2} = \frac{Ga}{2L}\left(1 - \frac{j_T h_g}{ga}\right)\varphi r_{bx}$$

Hệ thống phanh được thiết kế tính toán trên cơ sở các công thức trên đảm bảo tận dụng tối đa khả năng bám tại các bánh xe và không gây trượt lết với điều kiện ôtô được phanh với gia tốc chậm dần đúng bằng j_T.

Tuy nhiên, trong thực tế ôtô có thể được phanh với cường độ khác với cường độ tính toán ($j_p \neq j_T$), khi đó sự phân bố lại trọng lượng lên các cầu khi phanh sẽ khác với điều kiện thiết kế. Trong trường hợp này mô men bám tại các cầu có thể được tính như sau:

cầu trước: $$M_{\varphi 1} = \frac{Gb}{2L}\left(1 + \frac{j_p h_g}{gb}\right)\varphi r_{bx}$$

cầu sau: $$M_{\varphi 2} = \frac{Ga}{2L}\left(1 - \frac{j_p h_g}{ga}\right)\varphi r_{bx}$$

Có thể xảy ra 2 trường hợp sau đây.

Trường hợp 1: ôtô được phanh với cường độ lớn hơn tính toán $j_p > j_T$:

So sánh các mô men phanh và mô men bám trong trường hợp này ta thấy:

$$M_{p1} < M_{\varphi 1}$$
$$M_{p2} > M_{\varphi 2}$$

Điều này có nghĩa là, tại cầu trước khả năng bám của bánh xe không được tận dụng hết do mô men phanh có được trên cầu trước theo thiết kế nhỏ hơn mô men bám. Nhưng tại cầu sau mô men phanh có được trên cầu lớn hơn mô men bám. Vì vậy, trong trường hợp này các bánh xe cầu sau sẽ bị trượt lết.

Trường hợp 2: ôtô được phanh với cường độ nhỏ hơn tính toán $j_p < j_T$:

Trong trường hợp này ta có:

$$M_{p1} > M_{\varphi 1}$$
$$M_{p2} < M_{\varphi 2}$$

Như vậy, tại cầu trước mô men phanh có được trên cầu theo thiết kế lớn hơn mô men bám, có nghĩa là, trong trường hợp này các bánh xe cầu trước sẽ bị trượt lết. Ngược lại, ở cầu sau mô men phanh trên cầu nhỏ hơn mô men bám và khả năng bám của các bánh xe không được tận dụng hết.

Để tránh hiện tượng trượt lết các bánh xe sau khi phanh với cường độ lớn, trong hệ thống dẫn động phanh thường có bố trí bộ điều hoà lực phanh tại dòng dẫn động

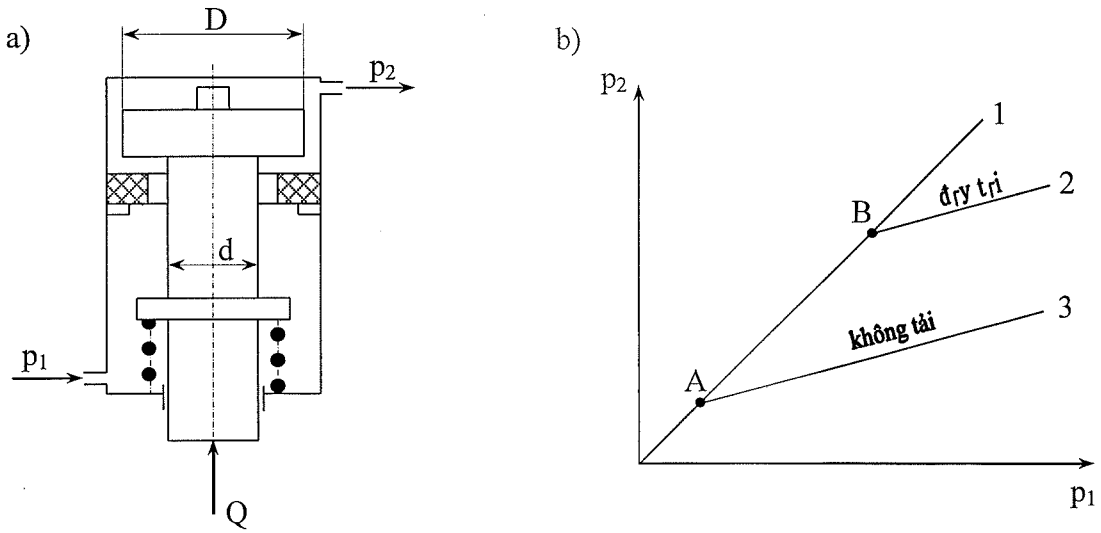
phanh cầu sau. Bộ điều hoà có nhiệm vụ thay đổi áp suất trong dẫn động phanh cầu tương ứng với tải trọng phân bố lên cầu.

Tương tự như vậy, để tránh hiện tượng trượt lết các bánh xe cầu trước khi phanh ở cường độ trung bình hoặc thấp ($j_p < j_T$), trong dẫn động cầu trước có thể bố trí van giảm áp. Van này có nhiệm vụ hạn chế áp suất dẫn tới các cơ cấu phanh cầu trước để giới hạn mô men phanh không vượt quá mô men bám.

Tuy nhiên, các loại van trên đều không thể phản ứng với điều kiện mặt đường. Chẳng hạn, nếu mặt đường có hệ số bám khác với hệ số bám đã chọn để tính toán hoặc hệ số bám tại các bánh xe không giống nhau thì van giảm áp và bộ điều hoà lực phanh không thể tránh cho các bánh xe khỏi bị trượt lết. Vì vậy, trên các ôtô hiện đại, người ta sử dụng hệ thống tự động điều khiển lực phanh tại các bánh xe để tránh trượt lết, gọi là hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS.

4.4.2- Tính toán bộ điều hoà lực phanh

Trên hình 11.23 là sơ đồ tính toán bộ điều hoà lực phanh kiểu pít tông vi sai trong dẫn động thuỷ lực.



Hình 11.23- Bộ điều hoà lực phanh dạng pít tông vi sai
a)- Sơ đồ tính toán; b)- Đường đặc tính.

Trên sơ đồ ta có:

- p_1 là áp suất trong dẫn động phanh cầu trước;

- p_2 là áp suất trong dẫn động phanh cầu sau;

- Q là lực tác động từ thanh nối đàn hồi giữa cầu xe và khung xe lên đầu dưới của pít tông vi sai, lực này thể hiện mức tải trọng của cầu sau.

Xét cân bằng lực trên pít tông vi sai ta có phương trình sau:

$$\frac{\pi D^2}{4} p_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p_1 + Q + P_{lx}$$

Bỏ qua lực lò xo và biến đổi biểu thức trên ta được:

$$p_2 = \frac{D^2 - d^2}{D^2} p_1 + \frac{4}{\pi D^2} Q \qquad (42)$$

Phương trình 42 cho thấy quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh cầu trước p_1 và cầu sau p_2 phụ thuộc vào tỷ lệ diện tích giữa mặt trên và mặt dưới của pít tông vi sai. Điều này được thể hiện rõ hơn trên đường đặc tính trên hình 11.23. Đường 1 trên đặc tính thể hiện trường hợp không có bộ điều hoà, khi đó áp suất trong dẫn động phanh cầu trước và cầu sau luôn bằng nhau (đường thẳng nghiêng 45°).

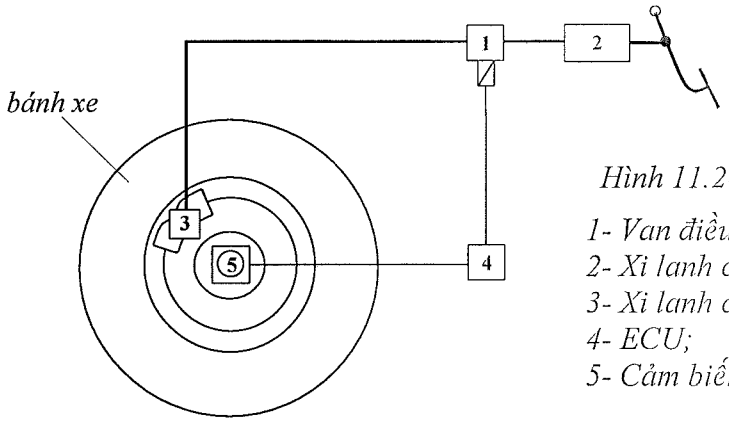
Các đường 2 và 3 trên đồ thị thể hiện quan hệ áp suất p_1 và p_2 khi có bộ điều hoà lực phanh và được xây dựng dựa trên biểu thức 42. Trong trường hợp này, đặc tính là đường nghiêng có góc nghiêng nhỏ hơn 45°, có nghĩa là áp suất p_2 tăng chậm hơn áp suất p_1. Góc nghiêng của các đường thẳng này phụ thuộc vào tỷ lệ diện tích giữa mặt trên và mặt dưới của pít tông vi sai, còn điểm bắt đầu làm việc của bộ điều hoà (các điểm A và B) phụ thuộc vào mức độ tải trên cầu sau (thể hiện trong biểu thức 42 bằng lực Q). Trên thực tế, cầu sau có thể chịu các mức độ tải trung gian, nên giữa các đường 2 và 3 tồn tại vô số các đường đặc tính khác tuỳ theo mức độ tải.

Trên một số ôtô, thay cho bộ điều hoà 2 thông số như đã mô tả trên đây người ta sử dụng van hạn chế áp suất trong dòng dẫn động phanh sau. Van này có nguyên lý hoạt động tương tự như bộ điều hoà nhưng không có bộ phận cảm nhận mức tải trọng lên cầu, do vậy nó chỉ điều chỉnh áp suất trong dẫn động cầu sau theo áp suất trong dẫn động cầu trước. Đặc tính điều chỉnh của van hạn chế áp suất là một đường thẳng có góc nghiêng nhỏ hơn 45°.

4.4.3- ABS hệ thống chống hãm cứng bánh xe

ABS (Antilock Braking System) là hệ thống tự động điều chỉnh lực phanh sao cho các bánh xe không bị trượt lết trong mọi điều kiện phanh. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của hệ ABS trong dẫn động thuỷ lực trên ôtô con được thể hiện trên hình 11.24.

Hệ thống hoạt động như sau. Khi lái xe tác động lên bàn đạp, chất lỏng công tác được dồn từ xi lanh chính qua van điều áp 1 tới xi lanh công tác tại bánh xe thực hiện quá trình phanh. Cảm biến 5 có nhiệm vụ đo vận tốc góc của bánh xe và gửi tín hiệu này tới bộ xử lý trung tâm (ECU) 4. Khi vận tốc góc gần bằng 0, nghĩa là bánh xe sắp bị trượt lết, ECU sẽ phát lệnh cho van điều áp giảm áp suất tại xi lanh công tác, nhờ đó mô men phanh tại bánh xe giảm xuống và vận tốc góc bánh xe tăng lên. Khi vận tốc góc đạt tới một giá trị xác định ECU lại ra lệnh cho van điều áp tiếp tục tăng áp suất tại xi lanh công tác. Cứ như vậy quá trình được lặp lại và bánh xe luôn được phanh ở mức độ tối đa mà không bị trượt lết.

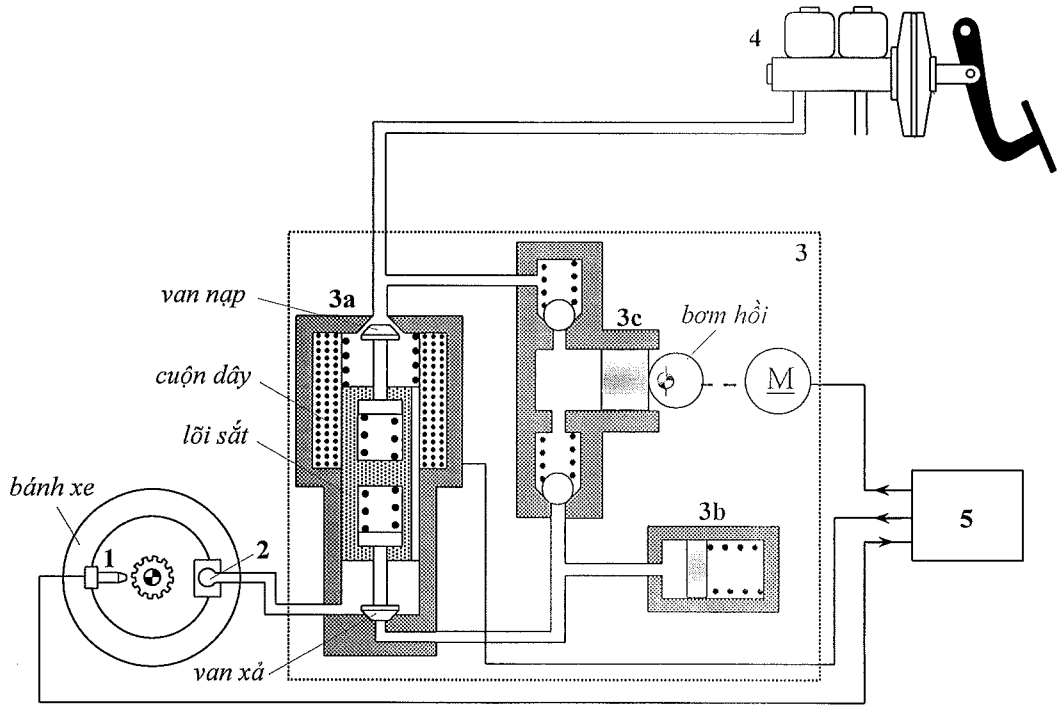


Hình 11.24- Sơ đồ nguyên lý ABS.

1- Van điều áp;
2- Xi lanh chính;
3- Xi lanh công tác tại bánh xe;
4- ECU;
5- Cảm biến vận tốc bánh xe.

Bộ phận cơ bản của ABS chính là van điều áp. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của van này được thể hiện trên hình 11.25. Nó gồm có 3 bộ phận chính: van điện từ 3a, bộ tích

năng 3b và bơm hồi dầu 3c. Các cảm biến tốc độ thông báo cho ECU giá trị vận tốc góc của bánh xe trong quá trình phanh, dựa trên những thông tin đó, ECU phát lệnh cho van điều áp để thực hiện quá trình điều chỉnh áp suất phanh tại bánh xe sao cho tận dụng được tối đa lực bám mà không gây trượt lết.



Hình 11.25- Sơ đồ nguyên lý hoạt động của van điều áp.
1- cảm biến vận tốc bánh xe; 2- xi lanh phanh bánh xe; 3- van điều áp; 3a- van điện từ; 3b- bộ tích năng; 3c- bơm hồi dầu; 4- xi lanh chính; 5- ECU.

Van điện từ gồm có cuộn điều khiển, lõi sắt từ và các van nạp, xả. Vị trí của lõi sắt từ trong van phụ thuộc vào cường độ dòng điện cấp tới cuộn dây. Vì vậy, tuỳ theo cường độ dòng điện từ ECU cấp tới van điện từ mà van điều áp có thể làm việc ở một trong 3 vị trí sau:

- Vị trí thứ nhất: dòng điện điều khiển bằng không, lõi sắt nằm ở vị trí dưới cùng, van nạp mở, van xả đóng. Dầu được dồn từ xi lanh chính qua van nạp, qua đường dầu trong lõi sắt tới xi lanh phanh tại bánh xe làm tăng áp suất tại đây. Vị trí này thường gặp khi bắt đầu phanh.
- Vị trí thứ hai: dòng điện điều khiển cấp tới cuộn dây của van điện từ bằng 50% dòng cực đại, lõi sắt từ nằm ở vị trí trung gian, các van nạp, xả đều đóng, áp suất trong xi lanh công tác được giữ ở giá trị không đổi.
- Vị trí thứ ba: dòng điện điều khiển cấp tới cuộn dây đạt giá trị cực đại, lõi sắt từ nằm ở vị trí cao nhất, van nạp đóng, van xả mở, xi lanh công tác được nối thông với đường hồi, áp suất trong xi lanh giảm xuống.

Ba vị trí làm việc trên của van điều khiển tạo thành chu kỳ làm việc của ABS. Tuỳ theo điều kiện đường xá mà ABS có thể thực hiện từ 4 ÷ 10 chu kỳ trong 1 giây.

Các phần tử cơ bản trong ABS gồm có: cảm biến vận tốc; ECU và van điều áp.

Cảm biến vận tốc có nhiệm vụ đo vận tốc góc của bánh xe, chuyển nó thành tín hiệu điện và chuyển tới ECU.

ECU (Electronic Control Unit) là bộ xử lý trung tâm có nhiệm vụ thu nhận, khuyếch đại, lọc tín hiệu từ cảm biến và xử lý để tính vận tốc, hệ số trượt, gia tốc phanh và trên cơ sở đó ra lệnh điều khiển quá trình phanh.

Van điều áp có nhiệm vụ điều khiển áp suất trong xi lanh công tác theo tín hiệu điều khiển từ ECU. Trong đó, van điện từ làm nhiệm vụ biến dòng điều khiển thành lực hút của nam châm điện tác dụng lên lõi sắt. Bộ tích năng tiếp nhận tức thời một lượng chất lỏng khi van xả mở. Bơm hồi dầu thực hiện nhiệm vụ bơm dầu từ đường hồi ngược trở về xi lanh chính để giảm áp suất trong xi lanh công tác. Bơm hoạt động nhờ một động cơ điện được điều khiển từ ECU.

CHƯƠNG 12
HỆ THỐNG LÁI

1- Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1- Công dụng

Hệ thống lái được sử dụng để thay đổi hướng chuyển động hoặc giữ cho ôtô chuyển động theo một hướng nhất định.

1.2- Phân loại

- Theo cách bố trí vô lăng: vô lăng trái hoặc vô lăng phải.
- Theo số lượng bánh xe dẫn hướng: cầu trước dẫn hướng, 2 cầu dẫn hướng, tất cả các bánh xe dẫn hướng.
- Theo kết cấu cơ cấu lái: bánh răng - thanh răng, trục vít - cung răng, trục vít - con lăn, trục vít - êcu - thanh răng - cung răng, ...
- Theo bộ phận trợ lực: trợ lực thuỷ lực, trợ lực khí nén, ...

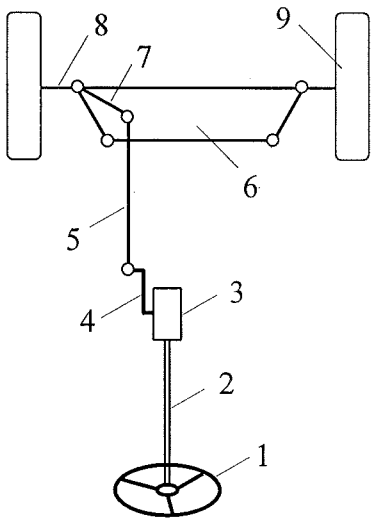
1.3- Yêu cầu

Hệ thống lái phải bảo đảm:

- quay vòng ôtô với bán kính quay vòng nhỏ trong thời gian ngắn trên diện tích nhỏ;
- lái nhẹ nhàng thuận tiện;
- động học quay vòng đúng để các bánh xe không bị trượt lết;
- tránh va đập truyền ngược từ bánh xe lên vô lăng;
- giữ chuyển động thẳng ổn định.

2- Kết cấu hệ thống lái

Sơ đồ kết cấu của hệ thống lái ôtô được thể hiện trên hình 12.1, bao gồm những bộ phận chính như sau: 1- vô lăng, 2- trục lái, 3- cơ cấu lái, 4- đòn quay đứng, 5- đòn kéo dọc, 6- hình thang lái, 7- đòn ngang, 8- cam quay, 9- bánh xe dẫn hướng.



Hình 12.1- Sơ đồ hệ thống

2.1- Vô lăng

Vô lăng có dạng vành tròn, có nhiệm vụ tiếp nhận lực tác động của người lái và truyền vào hệ thống lái.

2.2- Trục lái

Trục lái thường có dạng ống, nó đảm nhận việc truyền mô men từ vô lăng tới cơ cấu lái.

2.3- Cơ cấu lái

Cơ cấu lái là bộ phận cơ bản trong hệ thống lái, nó có nhiệm vụ biến chuyển động quay vòng của trục lái thành chuyển động góc của đòn quay đứng và đảm bảo tỷ số truyền theo yêu cầu.

Về bản chất, cơ cấu lái là hộp giảm tốc và có nhiệm vụ tăng mô men truyền từ vô lăng tới các bánh xe dẫn hướng. Các thông số đặc trưng cho cơ cấu lái gồm có tỷ số truyền, hiệu suất thuận và hiệu suất nghịch.

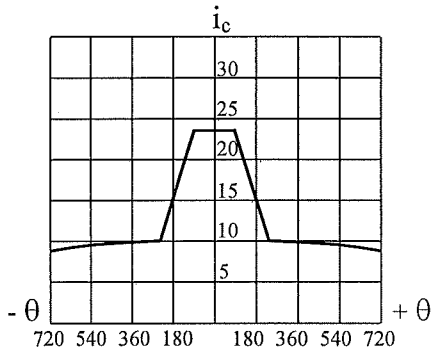
a) Tỷ số truyền cơ cấu lái

Tỷ số truyền cơ cấu lái được định nghĩa như sau:

$$i_c = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\omega_\theta}{\omega_\Omega} \qquad (1)$$

trong đó: dθ góc quay của vô lăng và dΩ là góc quay của trục đòn quay đứng.

Tỷ số truyền cơ cấu lái có thể không đổi hoặc thay đổi. Trên hình 12.2 là một ví dụ về quy luật thay đổi tỷ số truyền của cơ cấu lái.



Hình 12.2
Quy luật thay đổi tỷ số truyền cơ cấu lái

Trên hình 12.2 ta thấy tỷ số truyền thay đổi theo góc đánh lái như sau:

- khi $\theta \le 90°$ thì i_c có giá trị cực đại;
- khi $\theta > 90°$ thì i_c giảm rất nhanh;
- khi $\theta > 270°$ thì i_c gần như không đổi.

Với quy luật thay đổi như trên, khi ôtô chuyển động trên đường thẳng với vận tốc cao, người lái chỉ phải đánh lái với các góc rất nhỏ xung quanh vị trí trung gian, nên tỷ số truyền lớn ở đây giúp cho người lái điều khiển ôtô nhẹ nhàng.

Hơn nữa tỷ số truyền lớn có tác dụng làm giảm va đập truyền ngược từ đường lên vô lăng.

Ở các góc đánh lái lớn tỷ số truyền nhỏ giúp cho việc điều khiển linh hoạt hơn, cho phép ôtô có thể quay vòng trong những chỗ hẹp, bán kính quay vòng nhỏ.

Cơ cấu lái với tỷ số truyền thay đổi thường phức tạp và đắt tiền. Vì vậy, nếu hệ thống lái có trang bị trợ lực thì nên sử dụng cơ cấu lái có tỷ số truyền không đổi.

b) Hiệu suất cơ cấu lái

Trong cơ cấu lái người ta phân biệt 2 hiệu suất: thuận và nghịch. Hiệu suất thuận là hiệu suất tính theo lực truyền từ vô lăng tới bánh xe. Hiệu suất này càng lớn thì tổn hao năng lượng điều khiển càng nhỏ, nghĩa là lái càng nhẹ hơn.

Hiệu suất nghịch là hiệu suất tính theo lực truyền từ bánh xe lên vô lăng, vì vậy khi thiết kế cơ cấu lái nên chọn hiệu suất nghịch nhỏ để giảm bớt lực truyền từ mặt đường lên vô lăng.

Như vậy, với hiệu suất nghịch nhỏ, các lực va đập từ mặt đường truyền ngược lên vô lăng giảm đi đáng kể. Đây là một ưu điểm của cơ cấu lái cần được tận dụng tối đa. Tuy nhiên, nếu chọn hiệu suất nghịch quá bé thì vô lăng sẽ mất khả năng tự trở về vị trí trung gian nhờ các mô men ổn định. Bởi vậy, trong khi thiết kế nên chọn hiệu suất nghịch ở mức độ hợp lý.

c) Các dạng cơ cấu lái thông dụng

Hiện nay trên ôtô thường sử dụng các loại cơ cấu lái như trục vít cung răng, trục vít con lăn, trục vít chốt quay, bánh răng thanh răng và loại liên hợp.

Cơ cấu lái *trục vít - cung răng* có sơ đồ nguyên lý hoạt động như thể hiện trên hình 12.3.

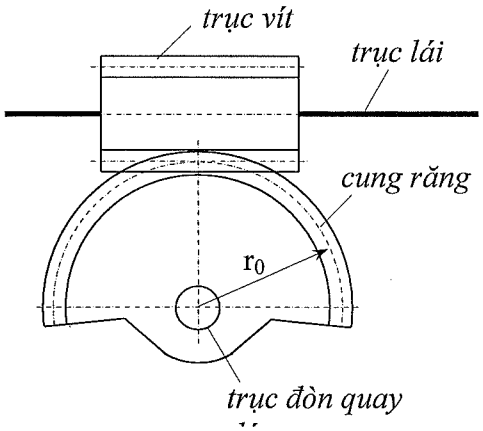
Nếu gọi bước trục vít là t, bán kính vòng tròn cơ sở của cung răng là r_0, tỷ số truyền của cơ cấu lái được tính như sau:

$$i_c = \frac{2\pi r_0}{t}$$

Cơ cấu lái loại này có tỷ số truyền không đổi. Góc nghiêng của đường ren trục vít thường nằm trong khoảng từ 8 ÷12°.

Hiệu suất thuận của cơ cấu lái khoảng 0,50 và hiệu suất nghịch là 0,40.

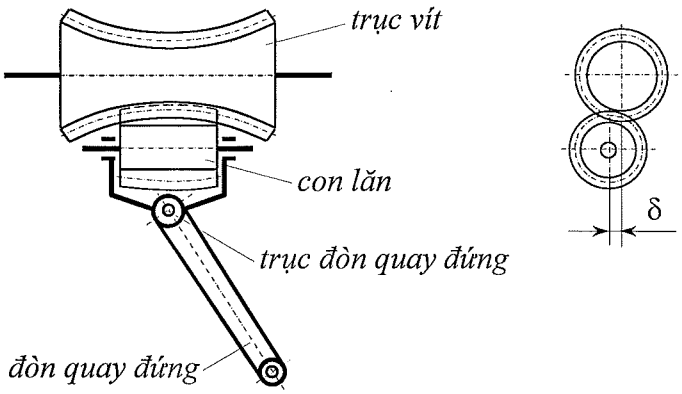
Về cấu tạo cung răng có thể có dạng răng thường (như một phần của bánh răng trụ) và có thể là cung răng bên (các răng nằm ở mặt bên của cung). Dạng cung răng bên có ưu điểm là tiếp xúc trên toàn bộ chiều dài răng nên giảm được ứng suất và hao mòn.



Hình 12.3.
Cơ cấu lái trục vít - cung răng

Cơ cấu lái *trục vít - con lăn* là một trong những dạng kết cấu tương đối thông dụng (hình 12.4), nhờ có những ưu điểm sau:

- Trục vít có dạng glô bô ít nên dù chiều dài của nó không lớn nhưng diện tích tiếp xúc giữa các răng lớn và vì vậy áp suất riêng trên bề mặt nhỏ, tăng khả năng chống mài mòn.
- Tải tác dụng lên các chi tiết được phân chia cho các đường ren nên tăng khả năng chịu lực của chúng. Tuỳ theo kết cấu, các con lăn có thể có từ 2 đến 4 vòng ren.
- Ma sát trong cơ cấu là ma sát lăn nên tổn hao ma sát nhỏ.
- Có khả năng điều chỉnh khe hở ăn khớp giữa các răng.



Hình 12.4- Cơ cấu lái trục vít - con lăn

Trong quá trình làm việc do bị mài mòn nên khe hở làm việc giữa các răng tăng dần. Để điều chỉnh khe hở này, khi thiết kế, người ta đặt trục của con lăn lệch so với trục của trục vít một đoạn δ = 5 ÷ 7 mm (xem hình vẽ). Nhờ đó, bằng cách giảm δ ta giảm được khe hở trên.

Tỷ số truyền của cơ cấu lái trục vít - con lăn tại vị trí trung gian được xác định theo công thức:

$$i_c = \frac{2\pi r_2}{tz_1} \qquad (2)$$

trong đó:

r_2- bán kính vòng tròn cơ sở của trục vít glô bô ít;

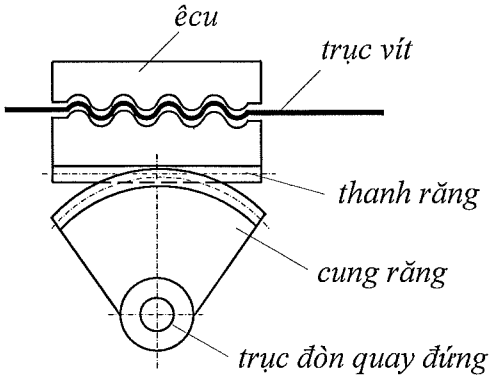
t- bước của trục vít;

z_1- số đường ren của trục vít.

Tỷ số truyền của cơ cấu lái tăng dần từ vị trí trung gian đến các vị trí xa nhất (khoảng 5 ÷ 7 %) nhưng sự tăng này không đáng kể và có thể coi i_c của cơ cấu lái dạng này là không đổi.

Hiệu suất thuận của cơ cấu lái $\eta_{th} \approx 0{,}65$ và hiệu suất nghịch $\eta_{ng} \approx 0{,}50$.

Cơ cấu lái loại liên hợp bao gồm trục vít - ê cu - thanh răng - cung răng có sơ đồ nguyên lý hoạt động như thể hiện trên hình 12.5. Trục vít được nối trực tiếp với trục lái, nó truyền mô men sang êcu thông qua các viên bi nằm trong các rãnh vít, nhờ vậy mà giảm được ma sát. Trên mặt ngoài của êcu có cắt các răng, các răng này ăn khớp với cung răng để truyền mô men sang đòn quay đứng.



Hình 12.5- Cơ cấu lái liên

Cơ cấu lái loại này có tỷ số truyền không đổi và được tính theo công thức:

$$i_c = \frac{2\pi r_0}{t} \qquad (3)$$

trong đó: r_0- bán kính ban đầu của cung răng; t- bước của trục vít.

Hiệu suất thuận của cơ cấu lái khoảng 0,7, hiệu suất nghịch khoảng 0,85. Do có hiệu suất nghịch lớn nên cơ cấu lái dạng này thường được sử dụng kết hợp với bộ phận trợ lực để dập tắt bớt va đập từ mặt đường truyền lên vô lăng. Ta có thể gặp cơ cấu lái này trên các loại ôtô tải cỡ lớn.

2.4- Dẫn động lái

Dẫn động lái bao gồm hệ thống các đòn để truyền lực từ cơ cấu lái tới các bánh xe dẫn hướng và đồng thời đảm bảo cho các bánh xe quay vòng với động học đúng. Ngoài ra, kết cấu của dẫn động lái còn phải phù hợp với bộ phận hướng của hệ thống treo để sao cho những dao động thẳng đứng của bánh xe không ảnh hưởng đến động học của dẫn động lái.

Bộ phận quan trọng của dẫn động lái là hình thang lái, nó có nhiệm vụ đảm bảo động học quay vòng đúng cho các bánh xe dẫn hướng. Kết cấu của hình thang lái phụ thuộc nhiều vào kết cấu của hệ thống treo, chẳng hạn nếu hệ thống treo là phụ thuộc (ôtô con) thì các đòn ngang của hình thanh có dạng rời, còn nếu treo phụ thuộc (ôtô tải và ôtô chở khách) thì các đòn ngang thường là đòn liền.

3- Tính toán hệ thống lái

3.1- Lực cực đại tác dụng lên vô lăng

Trong quá trình thiết kế tính toán hệ thống lái, lực đặt trên vô lăng được xác định cho trường hợp ôtô quay vòng tại chỗ vì lúc này lực cản quay vòng đạt giá trị cực đại. Mô men cản quay vòng tại một bánh xe dẫn hướng bao gồm 3 thành phần: mô men cản lăn M_1, mô men ma sát giữa bánh xe và mặt đường M_2 và mô men ổn định M_3 gây nên bởi các góc đặt của bánh xe và trụ đứng:

$$M = M_1 + M_2 + M_3$$

Mô men cản lăn được xác định như sau:

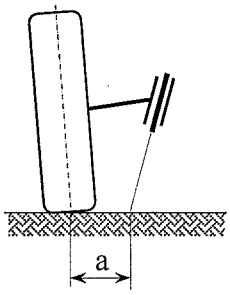
$$M_1 = G_{bx} fa$$

trong đó:

G_{bx}- trọng lượng tác dụng lên 1 bánh xe dẫn hướng;

f- hệ số cản lăn;

a- cánh tay đòn (hình 12.6).



Hình 12.6

Khi mô men quay vòng tác dụng lên bánh xe, tại khu vực tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường sẽ xuất hiện lực ngang Y. Do lốp có tính đàn hồi nên lực Y làm vết tiếp xúc bị lệch đi so với trục bánh xe (hình 12.7) và vì vậy, lực này nằm cách trục bánh xe một đoạn x.

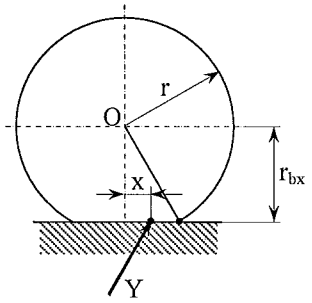
Lực ngang có giá trị cực đại bằng lực bám:

$$Y_{\max} = \varphi G_{bx}$$

trong đó φ là hệ số bám.

Như vậy mô men ma sát giữa bánh xe và đường có thể được tính như sau:

$$M_2 = Yx = \varphi G_{bx} x$$



Hình 12.7

Giả thiết rằng lực Y đặt ở giữa vết tiếp xúc, theo hình 12.7 ta có:

$$x = \frac{1}{2}\sqrt{r^2 - r_{bx}^2}$$

trong đó: r- bán kính tự do của bánh xe dẫn hướng.

Nếu coi: $r_{bx} = 0{,}96r$ ta có:

$$M_2 = 0{,}14\varphi G_{bx} r\,.$$

Mô men ổn định M_3 do các góc đặt của bánh xe và trụ đứng gây nên, việc tính toán mô men này tương đối phức tạp, nên trong khi tính toán có thể thay thế M_3 bằng một hệ số λ. Khi đó mô men cản quay vòng tại 1 bánh xe dẫn hướng được tính như sau:

$$M = (M_1 + M_2)\lambda = G_{bx}(fa + 0{,}14\varphi r)\lambda \qquad (4)$$

với: $\lambda = 1{,}07 \div 1{,}15$.

Mô men cản quay vòng tại đòn kéo dọc là:

$$M_c = 2G_{bx}(fa + 0{,}14\varphi r)\frac{\lambda}{\eta} \qquad (5)$$

trong đó η là hiệu suất tính đến tổn hao ma sát tại cam quay và các khớp trong dẫn động lái, $\eta = 0{,}50 \div 0{,}70$.

Cuối cùng lực cực đại đặt lên vô lăng sẽ là:

$$P_{\max} = M_c \frac{1}{Ri_c i_d \eta_{th}} \qquad (6)$$

trong đó:

R- bán kính vô lăng;

i_c- tỷ số truyền của cơ cấu lái;

i_d- tỷ số truyền dẫn động lái;

η- hiệu suất thuận của cơ cấu lái.

Trong khi tính toán nên chọn f = 0,015, φ = 0,85, cánh tay đòn a xác định theo thực tế. Đối với các loại ôtô thường: a = 30 ÷ 60 mm, ôtô tải lớn: a = 60 ÷ 100 mm.

Tỷ số truyền cơ cấu lái đối với ôtô con nằm trong khoảng 12 ÷ 22, đối với ôtô tải là 16 ÷ 32. Khi lựa chọn tỷ số truyền của cơ cấu lái cần lưu ý rằng nếu i_c càng lớn thì lực cực đại trên vô lăng càng nhỏ. Nhưng i_c lớn thì tốc độ quay vòng của ôtô lại nhỏ, vì vậy đối với các loại ôtô có tốc độ chuyển động cao cần chọn i_c đủ bé để đảm bảo tốc độ quay vòng tương ứng với tốc độ chuyển động. Kinh nghiệm cho thấy, ôtô được coi là điều khiển tiện lợi nếu góc quay cực đại của bánh dẫn hướng (35 ÷ 40°) tương ứng với góc quay vô lăng trong khoảng 1 ÷ 1,75 vòng (không quá 2 vòng).

Tỷ số truyền của dẫn động lái phụ thuộc vào kết cấu cụ thể nhưng thường không lớn ($i_d = 0{,}85 \div 1{,}1$).

Lực cực đại đặt trên vô lăng P_{max} không được vượt quá 500 N.

3.2- Trục lái

Trục lái có dạng ống được chế tạo từ thép và được tính kiểm tra bền theo ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{P_{\max} RD}{0{,}2(D^4 - d^4)} \qquad (7)$$

với D, d là đường kính ngoài và trong của trục lái.

Trục lái thường được chế tạo từ thép các bon 20, 30, 35, 40 không nhiệt luyện, ứng suất xoắn cho phép:

$[\tau] = 50 \div 80$ MPa.

Đối với các trục dài cần kiểm tra góc xoắn trục:

$$\gamma = \frac{2\tau L}{DG} \quad \text{radian} \qquad (8)$$

trong đó: L- chiều dài trục; G- mô đun đàn hồi ($G = 8.10^4$ MPa).

Góc xoắn cực đại không được vượt quá 5,5 ÷ 7,5° trên một mét chiều dài.

3.3- Cơ cấu lái

Cơ cấu lái có nhiều dạng, do vậy việc tính toán cơ cấu lái phụ thuộc vào kết cấu cụ thể.

3.4- Đòn quay đứng

Đòn quay đứng dùng để truyền chuyển động từ trục bị động của cơ cấu lái tới đòn kéo dọc của dẫn động lái.

Kinh nghiệm cho thấy lực cực đại tác dụng lên đòn kéo dọc thường không vượt quá trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng. Vì vậy khi tính đòn quay đứng nên chọn lực lớn hơn trong 2 lực tính theo các công thức dưới đây để tính toán:

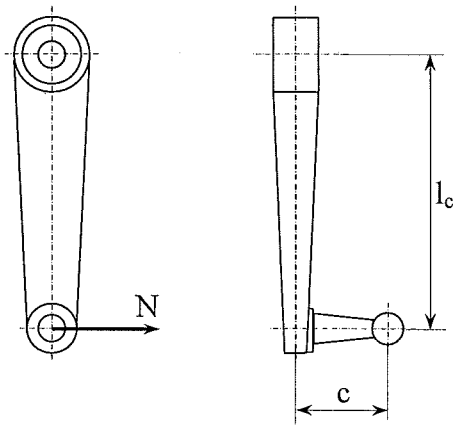
$$N = 0{,}5G_1 \qquad (9)$$

$$N = \frac{P_{\max} Ri_c \eta_{th}}{l_c} \qquad (10)$$

với G_1 là trọng lượng tác dụng lên cầu dẫn hướng và l_c là chiều dài đòn quay đứng.

Đòn quay được kiểm tra theo mô men uốn Nl_c và mô men xoắn Nc. Các thông số tính toán của đòn quay được thể hiện trên hình 12.8.

Đòn quay được chế tạo bằng thép các bon trung bình. Hệ số an toàn lấy bằng 2 ÷ 3 lần giới hạn chảy.



Hình 12.8- Sơ đồ tính toán đòn quay đứng

3.5- Dẫn động lái

a)- Động học hình thang lái.

Theo lý thuyết ôtô, để đảm bảo động học quay vòng của các bánh xe dẫn hướng cần thoả mãn điều kiện:

$$ctg\beta - ctg\alpha = \frac{B}{L} \qquad (11)$$

trong đó: β- góc quay của bánh dẫn hướng bên ngoài; α- góc quay của bánh dẫn hướng bên trong; B- chiều rộng cơ sở ôtô; L- chiều dài cơ sở ôtô.

Chính xác hơn, theo sơ đồ trên hình 12.9 ta có:

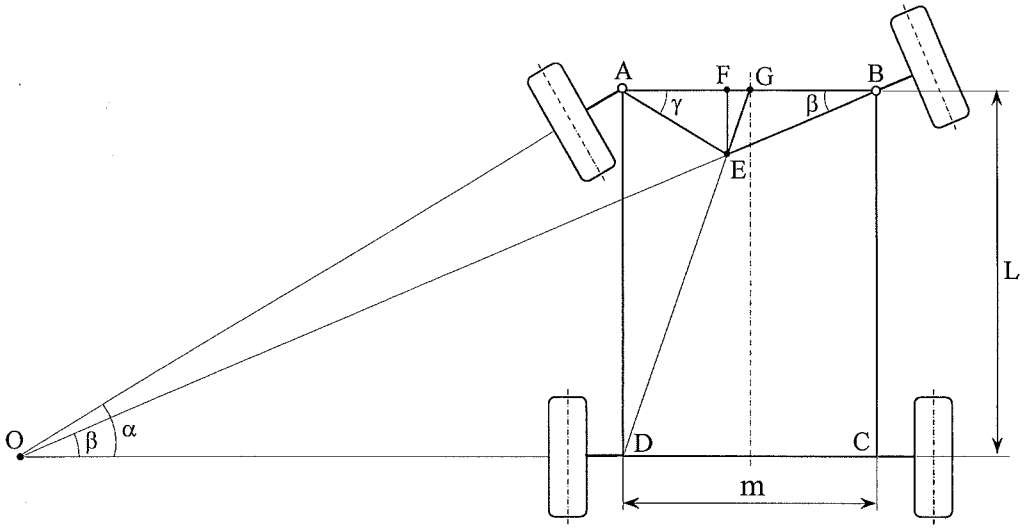
$$ctg\beta - ctg\alpha = \frac{OC}{L} - \frac{OD}{L} = \frac{m}{L}$$

với m là khoảng cách giữa 2 trụ đứng của 2 bánh xe dẫn hướng.

Để thoản mãn một cách chính xác biểu thức trên thì dẫn động lái phải có 18 khâu và có cấu tạo rất phức tạp. Vì vậy, trong thực tế người ta thường sử dụng các cơ cấu dẫn động đơn giản hơn mà vẫn đảm bảo được gần đúng công thức trên, trong đó cơ cấu được sử dụng phổ biến hơn cả là hình thang lái Đan tô. Kinh nghiệm cho thấy, nếu lựa chọn các thông số của hình thang một cách hợp lý thì có thể thoả mãn được công thức 11 và giảm thiểu độ trượt của các bánh xe dẫn hướng.

Trong quá trình thiết kế dẫn động lái, trên cơ sở các kích thước cơ bản của ôtô đã cho, người ta lựa chọn các kích thước của hình thang lái và sau đó kiểm tra động học của nó. Có 2 phương pháp kiểm tra động học hình thang lái: phương pháp đồ hoạ và phương pháp đồ thị.

Để kiểm tra động học hình thang lái bằng *phương pháp đồ hoạ* người ta dựng sơ đồ động học quay vòng với giả thiết ôtô là một khối thống nhất, tại từng thời điểm tất cả các điểm của nó quay quanh một tâm tức thời. Như vậy, để các bánh xe quay vòng không bị cưỡng bức (trượt) thì các đường tâm quay của các bánh xe phải cắt nhau tại một điểm O (hình 12.). Gọi các điểm góc là A, B, C, D và G là điểm giữa của AB. Nối G với D được đường thẳng cắt BO tại E. Từ E kẻ đường song song với trục ôtô ta được điểm F. Trên hình đã dựng ta có thể nhận thấy góc $EBF = \beta$, vậy xét tam giác BEF ta có:



Hình 12.9-Sơ đồ động học quay vòng ôtô

$$ctg\beta = \frac{FB}{EF} = \frac{\frac{m}{2} + FG}{EF}$$

Mặt khác, gọi góc EAF là γ ta có:

$$ctg\gamma = \frac{FA}{EF} = \frac{\frac{m}{2} - FG}{EF}$$

Kết hợp 2 biểu thức trên ta được:

$$ctg\beta - ctg\gamma = \frac{2FG}{EF}$$

Vì 2 tam giác GEF và GDA đồng dạng nên:

$$\frac{2FG}{EF} = \frac{2AG}{AD} = \frac{m}{L}$$

Vậy ta được:

$$ctg\beta - ctg\gamma = \frac{m}{L} \qquad (12)$$

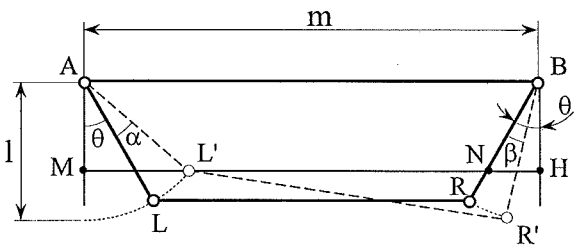
So sánh các công thức 11 và 12 ta thấy $\gamma = \alpha$, nghĩa là góc FAE = α.

Kết luận trên cho phép kiểm tra động học hình thang lái bằng phương pháp đồ hoạ như sau:

- Dựng sơ đồ hình thang lái theo đúng tỷ lệ, vẽ các vị trí khác nhau của hình thang để xác định các góc α_i và β_i;
- Vẽ sơ đồ động học quay vòng ôtô như trên hình 12. theo đúng tỷ lệ. Trên sơ đồ này đặt các góc α_i và β_i đã tìm được trên đây sẽ được các điểm E_i.

Nếu các điểm E_i nằm gần sát đường GD hoặc trùng với nó thì hình thang lái đảm bảo động học tốt.

Trên hình 12.10 thể hiện sơ đồ của hình thang lái với các thông số cơ bản là m, l và θ. Nét liền ứng với trạng thái chuyển động thẳng của ôtô, nét đứt ứng với trạng thái quay vòng với các góc quay của các bánh xe dẫn hướng là α và β. Để kiểm tra động học hình thang lái bằng phương pháp đồ thị cần xây dựng được quan hệ giữa góc α và β với các thông số trên.



Hình 12.10- Sơ đồ hình thang lái

Theo hình vẽ ta có:

$m = AB = MH$:
$m = AB = ML' + L'N + NH$

từ đó:

$$L'N = m - ML' - NH$$
$$L'N = m - l\sin(\theta+\alpha) - l\sin(\theta-\alpha) \quad (13)$$

Mặt khác:

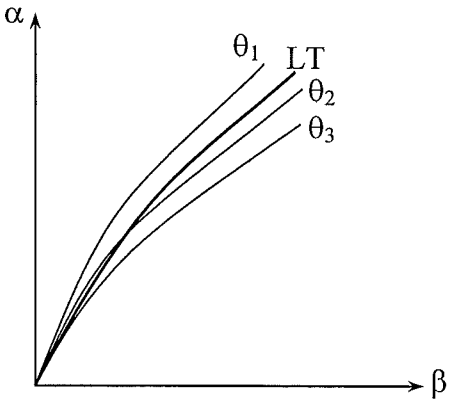
$$L'N = \sqrt{L'R'^2 - R'N^2}$$
$$L'N = \sqrt{(m-2l\sin\theta)^2 - [l\cos(\theta-\beta) - l\cos(\theta+\alpha)]^2} \quad (14)$$

Kết hợp 13 với 14 và biến đổi ta được:

$$\beta = \theta + arctg\frac{l\cos(\theta+\alpha)}{m - l\sin(\theta+\alpha)} - \arcsin\frac{l + 2m\sin\theta - 2l\sin^2\theta - m\sin(\theta+\alpha)}{\sqrt{l^2\cos^2(\theta+\alpha) + [m - l\sin(\theta+\alpha)]^2}} \quad (15)$$

Biểu thức trên cho ta mối quan hệ giữa các góc quay của các bánh xe dẫn hướng α, β với các thông số của hình thang lái m, l, θ. Nhờ biểu thức này người ta có thể kiểm tra động học hình thang lái bằng phương pháp đồ thị như sau (hình 12.11):

- Với các kích thước cơ bản của ôtô m, L đã biết vẽ đường cong lý thuyết (đường LT trên hình 12.) theo công thức 11;
- Theo kinh nghiệm, chọn l = (0,14 ÷ 0,16)m;
- Chọn các giá trị θ_i và ứng với mỗi giá trị này xây dựng một đường cong β = f (α) theo biểu thức 15.
- So sánh các đường cong dựng được với đường lý thuyết và chọn góc θ có đường cong gần với đường lý thuyết nhất.



Hình 12.11- Đồ thị đặc tính hình thang lái ở các góc θ khác nhau

Để hạn chế mức độ mòn lốp của ôtô do quay vòng, sai lệch lớn nhất giữa đường cong được chọn với đường cong lý thuyết tính theo góc α không được vượt quá 1°:

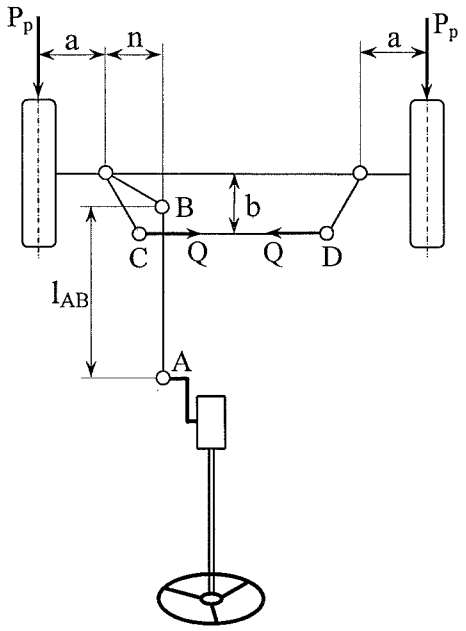
$$\Delta\alpha_{max} \leq 1°$$

Trong khi thiết kế, để có thể lựa chọn được các góc θ có đường đặc tính gần với đường lý thuyết LT, nên bắt đầu từ góc 35° với các ôtô có L/m = 1,5 ÷ 2,5.

Với các thông số l, m, θ đã chọn được ta có thể xác định được toàn bộ các kích thước của hình thang lái.

b)- Tính bền các đòn dẫn động

Sơ đồ tính toán dẫn động lái được trình bày trên hình 12.12. Các đòn truyền của dẫn động lái được tính kiểm bền ở chế độ tải khi có lực phanh cực đại P_p tác dụng trên các bánh xe dẫn hướng.



Hình 12.12- Sơ đồtính toán hệ thống

Các đòn kéo dọc AB và đòn ngang CD được tính kiểm bền theo kéo nén và uốn dọc.

Lực tác dụng trên thanh kéo dọc AB là N đã được xác định trong phần tính toán đòn quay đứng. Lực Q tác dụng trên thanh ngang được tính theo công thức:

$$Q = \frac{P_p a}{b} = \frac{G_1 m_{1p} \varphi a}{2b} \qquad (16)$$

trong đó:

G_1- trọng lượng tĩnh tác dụng lên cầu trước;

m_{1p}- hệ số phân bố lại tải trọng lên cầu trước khi phanh (có thể lấy m = 1,4);

φ- hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường;

a, b- các kích thước như thể hiện trên hình 12.12.

Ứng suất kéo nén:

trên đòn dọc AB: $\sigma_{kn} = \frac{N}{f_{AB}}$

trên đòn ngang CD: $\sigma_{kn} = \frac{Q}{f_{CD}}$

với f_{AB} và f_{CD} là diện tích tiết diện của các đòn AB và CD.

Ứng suất uốn dọc:

trên đòn dọc AB: $$\sigma_{ud} = \frac{\pi^2 E J_{AB}}{l_{AB}^2 f_{AB}} \qquad (17)$$

trên đòn ngang CD: $$\sigma_{ud} = \frac{\pi^2 E J_{CD}}{l_{CD}^2 f_{CD}} \qquad (18)$$

trong đó:

J_{AB} và J_{CD}- mô men quán tính của các tiết diện của các đòn AB và CD;

E- mô đun đàn hồi ($E = 2.10^5$ MPa);

l_{AB} và l_{CD}- chiều dài các thanh AB và CD.

Hệ số dự trữ bền được tính như sau:

$$K = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{kn}} \qquad (19)$$

Hệ số K phải nằm trong khoảng 1,25 ÷ 2,5.

Các đòn được chế tạo từ thép ống 20, 30, 40.

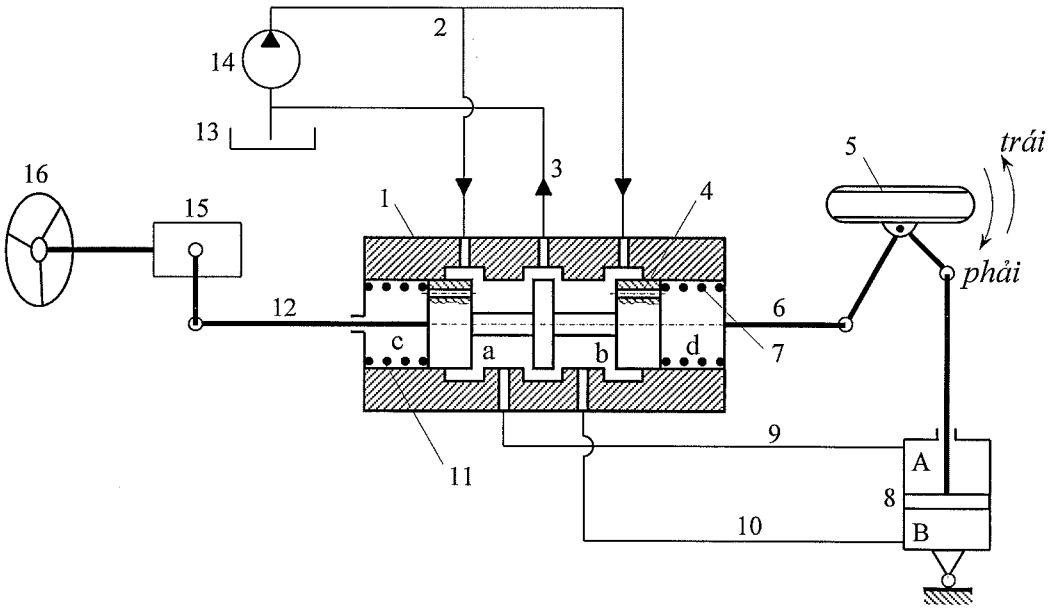
c)- Khớp cầu

Mặt cầu được kiểm tra bền theo ứng suất chèn dập với $[\sigma_{cd}] \le 25 \div 35$ MPa. Cổ của khớp cầu được kiểm bền theo cắt và uốn. Khớp cầu được chế tạo bằng thép hợp kim 12, 15, 20 có nhiệt luyện bề mặt để tăng khả năng chống mài mòn.

4- Trợ lực lái

Hiện nay trên rất nhiều các loại ôtô con và ôtô tải có sử dụng hệ thống trợ lực lái bằng thuỷ lực nhằm mục đích tăng tính tiện nghi điều khiển và an toàn chuyển động: giảm lực điều khiển quay vòng trên vô lăng; dập tắt các chấn động từ mặt đường truyền lên vô lăng; giữ được hướng chuyển động thẳng khi ôtô bị nổ lốp ở bánh xe dẫn hướng.

Trợ lực lái thuỷ lực gồm có 3 bộ phận chính: bơm, van phân phối và xi lanh lực. Về kết cấu trợ lực lái có nhiều dạng khác nhau, nhưng chúng đều có chung nguyên lý làm việc như thể hiện trên sơ đồ hình 12.13.



Hình 12.13- Sơ đồ nguyên lý làm việc của trợ lực lái bằng thuỷ lực
1- vỏ van phân phối; 2- đường cấp dầu; 3- đường dầu hồi; 4- con trượt van phân phối; 5- bánh xe; 6- đòn kéo dọc; 7- lò xo định tâm; 8- xi lanh lực; 9, 10- các đường dầu; 11- lò xo định tâm; 12- đòn kéo dọc; 13- bình chứa dầu; 14- bơm; 15- cơ cấu lái; 16- vô lăng.

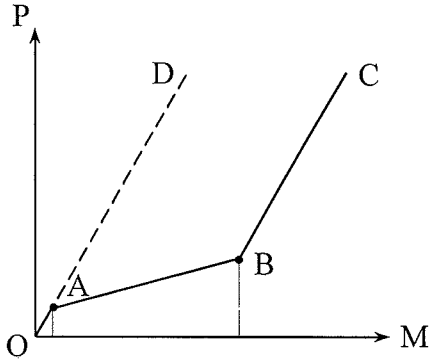
Trên sơ đồ hình 12.13 hệ thống lái được thể hiện ở trạng thái tương ứng với chuyển động thẳng của ôtô. Lúc này, con trượt 4 của van phân phối nằm ở vị trí trung gian, các đường cấp dầu và hồi dầu được nối thông với nhau. Khi quay vòng, chẳng hạn khi đánh tay lái sang phải, chuyển động từ vô lăng được truyền qua cơ cấu lái tới đòn quay đứng làm dịch chuyển đòn kéo dọc 12 cùng với con trượt 4 của van phân phối sang bên trái. Dịch chuyển của con trượt 4 tạo thành 2 khoang độc lập trong van phân phối: khoang a nối đường cấp dầu từ bơm tới khoang A của xi lanh công tác 8, đồng thời khoang b nối thông khoang B của xi lanh 8 với đường hồi dầu về bình chứa. Dưới tác dụng của áp suất chất lỏng trong khoang A pít tông của xi lanh công tác dịch chuyển xuống dưới và kéo các bánh xe dẫn hướng quay sang phải, nghĩa là tạo thêm một lực hỗ trợ cho người lái điều khiển ôtô quay vòng. Quá trình quay vòng sang trái được thực hiện hoàn toàn tương tự.

Một trong những yêu cầu quan trọng đối với hệ thống lái có trợ lực là tính chép hình. Tính chép hình ở đây được hiểu theo nghĩa tổng quát, bao gồm tính chép hình về lực hay còn gọi là "cảm giác đường" và chép hình về động học (tính tuỳ động).

Đối với hệ thống lái không có trợ lực khi lực cản quay vòng tăng lên thì lực quay vòng trên vô lăng cũng phải tăng theo. Hệ thống lái có trợ lực cũng phải đảm bảo được tính chất này, đây chính là tính chép hình về lực. Để làm được điều này trong van phân phối có bố trí 2 buồng phản ứng c và d, trên con trượt có khoan các lỗ nhỏ thông khoang a với khoang c, và thông khoang b với khoang d. Nhờ có kết cấu như vậy, khi quay vòng sang phải như đã mô tả trên đây, nếu cản của đường tăng lên, áp suất trong khoang A của xi lanh lực sẽ tăng, làm áp suất trong khoang a cũng tăng theo, áp suất này truyền sang khoang c (buồng phản ứng) tạo nên một lực tác dụng lên con trượt ngược với chiều dịch chuyển của nó làm cho người lái phải tăng lực đặt lên vô lăng. Điều này có nghĩa là, lực quay vòng trên vô lăng thay đổi theo lực cản của đường và tạo cho người điều khiển "cảm giác đường".

Tính chép hình về động học được hiểu theo nghĩa là khi vô lăng được quay đi một góc nhất định thì các bánh xe dẫn hướng cũng quay đi một góc tương ứng. Điều này được thực hiện bằng mối liên hệ ngược nối bánh xe với với vỏ van phân phối thông qua đòn kéo 6. Chẳng hạn, ta xét trường hợp quay vòng sang phải như đã mô tả trên đây. Nếu sau khi quay vô lăng đi một góc nào đó, lái xe dừng vô lăng lại thì con trượt sẽ dừng lại theo. Nhưng do lúc này khoang a của van phân phối vẫn thông với khoang A của xi lanh công tác nên pít tông của xi lanh này vẫn tiếp tục dịch chuyển làm bánh xe tiếp tục quay sang phải. Khi đó, đòn liên động 6 sẽ đẩy vỏ van phân phối dịch chuyển sang trái cho tới khi mở đường thông khoang a với đường hồi dầu về bơm, lúc này áp suất trong khoang A của xi lanh công tác không tăng nữa và bánh xe dừng lại do cân bằng các mô men tác dụng lên nó. Nghĩa là ứng với một góc quay nhất định của vô lăng ta chỉ có một góc quay tương ứng của bánh xe dẫn hướng. Đây chính là tính tuỳ động của hệ thống lái có trợ lực.

Đặc tính làm việc của trợ lực lái được thể hiện qua mối quan hệ giữa lực tác động lên vô lăng P và mô men cản quay vòng M. Đặc tính có dạng như trên hình 12.14. Khi không có trợ lực đặc tính là đường thẳng OD. Đối với hệ thống lái có trợ lực đặc tính làm việc là đường OABC. Trong đó đoạn OA tương ứng với hoạt động của hệ thống không có trợ lực, điểm A là điểm bắt đầu làm việc của trợ lực.



Hình 12.14- Đặc tính làm việc của trợ lực lái

Vị trí của điểm A được quyết định bởi lực nén lò xo định tâm. Đoạn AB tương ứng với hoạt động của hệ thống khi có trợ lực. Tại điểm B trợ lực phát huy hết khả năng (áp suất chất lỏng đạt giá trị cực đại), nên trong đoạn BC để tăng lực quay vòng cần sử dụng lực của người lái.

Khi thiết kế hệ thống lái có trợ lực, lực cực đại cần có trên trên vô lăng để quay vòng ôtô là P_{max} được phân chia thành 2 phần:

$$P_{max} = P + P_t \qquad (20)$$

trong đó: P là lực tác động của người lái, P_t là lực do trợ lực sinh ra.

Lực tác động của người lái nên chọn như sau:

- đối với ôtô con: $P = 40 \div 70$ N;
- đối với ôtô tải và ôtô chở khách: $P = 150 \div 200$ N.

Từ công thức trên người ta xác định phần lực mà trợ lực phải chịu P_t và trên cơ sở đó tính toán hệ thống trợ lực lái. Tại cơ cấu sinh lực ta có thể viết:

$$P_t i_x = p_0 F \qquad (21)$$

với:

p_0- áp suất trong xi lanh công tác;

F- diện tích hiệu dụng của pít tông xi lanh công tác;

i_x- tỷ số truyền từ vô lăng tới xi lanh công tác.

Công thức 21 cho phép xác định đường kính của xi lanh công tác. Hành trình làm việc của pít tông cần được xác định dựa vào tính toán động học của hệ thống dẫn động.

Năng suất Q của bơm thuỷ lực được xác định theo điều kiện là xi lanh công tác phải quay các bánh xe dẫn hướng nhanh hơn tác động của người lái. Nếu không đạt được điều đó thì người lái phải chịu toàn bộ lực cản quay vòng do bơm dầu không cấp đủ lượng dầu vào xi lanh công tác để dịch chuyển pít tông theo tốc độ cần thiết. Vì vậy ta có:

$$Q\eta_b(1-\delta) \geq F\frac{dS}{dt}$$

trong đó:

η_b- hiệu suất thể tích của bơm;

δ- tổn thất thể tích trong hệ thống (0,05 ÷ 0,1);

$\frac{dS}{dt}$ - vận tốc của pít tông trong xi lanh lực;

F- diện tích hữu ích của pít tông xi lanh lực.

Nếu xi lanh đặt tại đòn kéo dọc:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\pi n_v}{30}\frac{l_d}{i_c}$$

với n_v là vận tốc cực đại mà người lái có thể quay vô lăng (60 ÷ 70 vòng/ph đối với ôtô tải và 90 vòng /ph đối với ôtô con), l_d- chiều dài đòn quay đứng.

Nếu xi lanh đặt trong cơ cấu lái:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{60}\pi d_t n_v tg\gamma$$

trong đó:

d_t- đường kính trục vít (tính theo vòng tròn cơ sở);

γ- góc nghiêng đường ren vít.

Năng suất tính toán của bơn Q phải đạt được ở số vòng quay của động sơ cao hơn số vòng quay không tải nhưng không quá 25 % số vòng quay không tải này.